

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický lineární pohon vakuovacího zařízení

Electro - Hydraulics Linear Drive of Vacuum Equipment

Student:

Bc. Marie Kopecká

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2010

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Marie Kopecká

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nad Olšinou 1146 Šenov, 739 34

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KOPECKÁ, M. *Elektrohydraulický lineární pohon vakuovacího zařízení : diplomová práce*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2010. 65 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Diplomová práce se zabývá návrhem lineárního pohonu vakuovacího zařízení, které se používá k výrobě speciálních ocelí. V úvodu jsou srovnány možné druhy řešení pohonu a princip funkce vakuovacího zařízení. Na základě srovnání možných druhů řešení pohonů je navržen pohon vakuovacího zařízení. V diplomové práci je pro přesné řízení polohy zvoleno řízení pomocí servotechniky. Na základě zvoleného řešení je sestaven hydraulický obvod včetně specifikace prvků a pro ověření přesnosti polohování je vytvořen matematický model řešeného zařízení. V poslední části je navrženo konstrukční řešení ovládacího bloku situovaného na tělese přímočarého hydromotoru.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KOPECKÁ, M. *Electro – hydraulics Linear Drive of Vacuum Equipment : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipments , 2010. 65 p. Thesis head: Pavlok, B.

Master thesis deals with project of electro – hydraulics linear drive of vacuum equipment which is used to making special steels. The introduction compares possible the sorts of solution to drive and function principle vacuum equipment. Based on the comparison of different kinds of drives is a solution designed to drive vacuum degassing equipment. In the thesis for the precise position control is selected by servo hydraulics. Based on the selected solution is drawn hydraulic circuit including the specification of components and to verify the accuracy of positioning is a mathematical model of the device solved. The last section is proposed to design solutions to the control block, situated on the body of linear hydraulic motors.

Seznam použitých značek a symbolů

Zn.	Význam	Měřicí jednotka
D	průměr pístu	[m]
D'	potřebný průměr pístu	[m]
F	síla od hmotnosti zátěže	[N]
F ₁	zatěžující síla v režimu Vakuování	[N]
F ₂	zatěžující síla v režimu Výměna nádoby	[N]
F _a	zatěžující síla v axiálním směru	[N]
F _g	zatěžující tíhová síla	[N]
F _o	normálová síla ve šroubu	[N]
F _p	síla od hmotnosti plošiny	[N]
F _{pr}	provozní síla	[N]
F _{p1}	síla od hmotnosti plošiny minimální – režim Vakuování	[N]
F _{p2}	síla od hmotnosti plošiny bez nádoby – režim Výměna nádoby	[N]
F _{p3}	síla od hmotnosti plošiny maximální – režim Vakuování	[N]
F _{p4}	síla od hmotnosti plošiny s nádobou – režim Výměna nádoby	[N]
F _z	síla od hmotnosti protizávaží	[N]
K	modul objemové stlačitelnosti kapaliny	[Pa]
K _{Q,u}	zesílení proporcionálního rozváděče	[m ³ .s ⁻¹ .V ⁻¹]
K _{Q,v}	zesílení hydromotoru	[m ⁻²]
K _u	zesílení napětí	[V]
L ₁	vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu	[m]
L ₂	vzdálenost těžiště plošiny od otočného bodu	[m]
M	moment	[N.m]
M _k	krouticí moment	[N.m]
P _E	příkon elektromotoru	[W]
P _H	hydraulický výkon	[W]
P _h	rozteč	[m]
Q ₁	průtok potřebný pro zdvih hydromotoru – režim Vakuování	[m ³ .s ⁻¹]
Q ₂	průtok potřebný pro spouštění hydromotoru – režim Vakuování	[m ³ .s ⁻¹]
Q ₃	průtok potřebný pro zdvih hydromotoru – režim Výměna nádoby	[m ³ .s ⁻¹]
Q ₄	průtok potřebný pro spouštění hydromotoru – režim Výměna nádoby	[m ³ .s ⁻¹]

Q_A	průtok navržený pro režim Vakuování	$[m^3.s^{-1}]$
Q_B	průtok navržený pro režim Výměna nádoby	$[m^3.s^{-1}]$
Q_1'	průtok škrťací hranou při průtoku z kanálu B do T	$[m^3.s^{-1}]$
Q_2'	průtok škrťací hranou při průtoku z kanálu P do A	$[m^3.s^{-1}]$
Q_3'	průtok škrťací hranou při průtoku z kanálu A do T	$[m^3.s^{-1}]$
Q_4'	průtok škrťací hranou při průtoku z kanálu P do B	$[m^3.s^{-1}]$
Q_{HG1}	průtok z hydrogenerátoru pro režim Vakuování	$[m^3.s^{-1}]$
Q_{HG2}	průtok z hydrogenerátoru pro režim Výměna nádoby	$[m^3.s^{-1}]$
Q_{max}	maximální průtok	$[m^3.s^{-1}]$
Re	mez kluzu	$[Pa]$
S_1	plocha pístu	$[m^2]$
S_1'	potřebná plocha pístu	$[m^2]$
S_2	plocha mezikruží	$[m^2]$
S_A	malá plocha šroubu	$[m^2]$
T_B	časová konstanta budicího periodického signálu	$[s]$
T_M	časová konstanta hydromotoru	$[s]$
T_R	časová konstanta proporcionálního rozváděče	$[s]$
V	objem kapaliny	$[m^3]$
V_1	objem kapaliny pod pístem	$[m^3]$
V_2	objem kapaliny na straně mezikruží	$[m^3]$
V_g	geometrický objem	$[m^3]$
ΔV	objem od posunutí y	$[m^3]$
W_k	průřezový modul v krutu	$[m^3]$
a	zrychlení	$[m.s^{-2}]$
d	průměr pístnice	$[m]$
d_2	střední průměr závitu	$[m]$
d_3	malý průměr závitu	$[m]$
f	součinitel tření pro styk tělesa s podložkou	$[1]$
f_o	vlastní frekvence	$[Hz]$
f_R	vlastní frekvence proporcionálního rozváděče	$[Hz]$
f_z	součinitel tření na závitu	$[1]$
g	gravitační zrychlení	$[m.s^{-2}]$
h	zdvih	$[m]$
k	tuhost	$[N.m^{-1}]$

k_1	tuhost od objemu kapaliny pod pístem	[N.m ⁻¹]
k_2	tuhost od objemu kapaliny na straně mezikruží	[N.m ⁻¹]
k_p	bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí	[1]
k_s	bezpečnost podle Guestovy hypotézy	[1]
m_B	hmotnost řídicího bloku	[kg]
m_H	hmotnost horní části objímky	[kg]
m_D	hmotnost dolní části objímky	[kg]
m_p	hmotnost plošiny	[kg]
m_{p1}	hmotnost plošiny minimální – režim Vakuování	[kg]
m_{p2}	hmotnost plošiny bez nádoby – režim Výměna nádoby	[kg]
m_{p3}	hmotnost plošiny maximální – režim Vakuování	[kg]
m_{p4}	hmotnost plošiny s nádobou – režim Výměna nádoby	[kg]
m_{red1}	redukovaná hmotnost v režimu Vakuování	[kg]
m_{red2}	redukovaná hmotnost v režimu Výměna nádoby	[kg]
m_z	hmotnost protizávaží	[kg]
n	otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[Pa]
p_1	tlak v prostoru mezikruží	[Pa]
p_2	tlak v prostoru pod pístem	[Pa]
p_A	tlak navržený pro režim Vakuování	[Pa]
p_B	tlak navržený pro režim Výměna nádoby	[Pa]
p_{max}	maximální tlak	[Pa]
p_o	tlak okolí	[Pa]
Δp_b	brzdící tlak	[Pa]
Δp_p	předepínací tlak	[Pa]
Δp_{max}	maximální tlakový spád	[Pa]
p'	tlak potřebný pro překonání maximální síly a tření – r. Vakuování	[Pa]
p''	tlak potřebný pro překonání maximální síly a tření – r. Výměna nádoby	[Pa]
Δp_R	tlaková ztráta na rozváděči	[Pa]
Δp_1	tlaková ztráta na rozváděči při průtoku z kanálu B do T	[Pa]
Δp_2	tlaková ztráta na rozváděči při průtoku z kanálu P do A	[Pa]
Δp_3	tlaková ztráta na rozváděči při průtoku z kanálu A do T	[Pa]
Δp_4	tlaková ztráta na rozváděči při průtoku z kanálu P do B	[Pa]

Δp_a	tlakový spád potřebný pro rozběh hmoty	[Pa]
t_b	doba brzdění hydromotoru	[s]
t_r	doba rozběhu hydromotoru	[s]
t_u	ustálená doba	[s]
u	ovládací napětí	[V]
u_{\max}	maximální ovládací napětí	[V]
v_1	rychlost zvedání hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_2	rychlost spouštění hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_3	rychlost zvedání hydromotoru	[m.s ⁻¹]
v_4	rychlost spouštění hydromotoru	[m.s ⁻¹]
x	poloha	[m]
y	posunutí	[m]
α	sklon hydromotoru	[°]
β	stlačitelnost kapaliny	[Pa ⁻¹]
η_E	účinnost elektromotoru	[1]
η_Q	průtoková účinnost	[1]
η_{mp}	mechanicko- tlaková účinnost	[1]
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
σ	tahové napětí	[Pa]
σ_{red}	reduované napětí	[Pa]
ξ_M	tlumení hydromotoru	[1]
ξ_R	tlumení proporcionálního rozváděče	[1]
τ	smykové napětí	[Pa]
φ'	reduovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
ω_B	doporučená budící frekvence	[rad.s ⁻¹]
ω_M	vlastní kruhová frekvence hydromotoru	[rad.s ⁻¹]
ω_R	vlastní kruhová frekvence proporcionálního rozváděče	[rad.s ⁻¹]
ω_o	vlastní kruhová frekvence hydromotoru	[rad.s ⁻¹]

Obsah

1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	14
1.1 Technologický proces vakuování	14
1.2 Popis funkce navrhovaného zařízení	15
1.3 Parametry pro návrh pohonu.....	17
1.4 Možná řešení řízení hydraulického pohonu	17
1.4.1 Objemové řízení.....	18
1.4.2 Ventilové řízení.....	19
1.5 Porovnání výhod a nevýhod objemového a ventilového řízení.....	21
2. NÁVRH ŘEŠENÍ.....	22
2.1 Složení hydraulického obvodu.....	23
2.2 Návrh základního nastavení řízení obvodu.....	23
2.3 Popis funkce v jednotlivých režimech	24
3. VÝPOČET STATICKO-DYNAMICKÝCH PARAMETRŮ	
HYDRAULICKÉHO OBVODU VČETNĚ SPECIFIKACE PRVKŮ	25
3.1 Návrh hydromotoru pohonu.....	25
3.1.1 Výpočet maximální zatěžující síly na hydromotor	25
3.1.2 Výpočet a volba hydromotoru	27
3.1.3 Výpočet průtoků v jednotlivých režimech.....	29
3.1.4 Výpočet tlaků v jednotlivých režimech	30
3.1.5 Výpočet vlastní frekvence hydromotoru se zátěží.....	37
3.2 Návrh hydrogenerátoru	43
3.3 Návrh elektromotoru.....	45
3.4 Návrh hydraulického agregátu.....	46
3.5 Návrh regulačních ventilů.....	46
3.5.1 Návrh rampové funkce pro rychlost v režimu Vakuování.....	47
3.5.2 Návrh rampové funkce pro rychlost v režimu Výměna nádoby	48
3.6 Návrh ostatních prvků.....	49

4. ZÁKLADNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO OBVODU PRO PŘESNÉ POLOHOVÉ ŘÍZENÍ HYDROMOTORU	51
5. MATEMATICKÝ MODEL ŘEŠENÉHO VAKUOVACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	53
5.1 Určení konstant a přenosů matematického modelu	53
5.1 Popis matematického modelu	55
5.2 Dosažené výsledky matematického modelu řešeného vakuovacího zařízení.....	56
6. KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU S OVLÁDACÍM BLOKEM SITUOVANÝM NA TĚLESE HYDROMOTORU	57
6.1 Návrh průměru šroubu pro připevnění řídicího bloku k horní části objímky	58
6.2 Návrh průměru šroubu pro sevření horní a spodní části objímky.....	60
7. PŘÍLOHY	66

Úvod

Technologická zařízení hutí a oceláren vyžadují často ke správné funkci přesné řízení polohy. Další důležitým požadavkem je bezpečnost práce, jelikož se často manipuluje se žhavým kovem v blízkosti člověka. Diplomová práce má za úkol navrhnout lineární pohon vakuovacího zařízení pro vakuování ocelí. Aby byl správně navržen hydraulický obvod, je nutné se nejdříve seznámit s technologickým procesem, který má navrhované zařízení vykonávat. Po seznámení se s technologickým procesem je nutné shromáždit všechny požadované parametry zařízení, kterými se rozumí například hmotnosti, se kterými má pohon manipulovat, rychlosti pohybů, požadovaná přesnost polohování, nároky na provozní kapalinu a v poslední řadě konstrukční rozměry částí důležitých pro návrh hydraulického pohonu (pokud se jedná o nahrazení již nevyhovujícího hydraulického obvodu novým). V případě návrhu zařízení jako celku včetně konstrukce je nutné přihlédnout k optimální volbě konstrukce zařízení s ohledem na cenu zařízení, bezpečnost práce, na maximální zastavěný prostor aj.

Výpočet a návrh prvků hydraulického obvodu musí být proveden tak, aby zohlednil maximální parametry zařízení a účinnosti jednotlivých navržených prvků. Samotný návrh prvků hydraulického obvodu by neměl být navržen jen podle pořizovací ceny, ale mělo by se pamatovat na úsporu energie, které je možno dosáhnout vhodným návrhem hydraulického obvodu. Dále se často požaduje automatizace řízení, aby se zabránilo případným haváriím, za které může lidský faktor. V případě návrhu regulovaného pohonu je dobré provést simulační výpočet a získat tak více informací o chování hydraulického obvodu. Správným nastavením parametrů regulace je možné dosáhnout velmi přesného polohového řízení.

V případě volby řízení pohonu regulačním ventilem je snahou, aby regulační ventil byl umístěn co nejbližší k přívodům tlakové kapaliny do hydromotoru. Obvykle se regulační ventily s řídicím blokem upevňují přímo na hydromotor. Při volbě uchycení řídicího bloku na těleso hydromotoru by se mělo pamatovat na rozebíratelnost konstrukce uchycení, jednoduchost konstrukčních tvarů aj.

1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

1.1 Technologický proces vakuování

Navrhovaný pohon má sloužit k výrobě speciálních ocelí, které se používají především pro výrobu kolejnic, trubek a karosérií. Proces, při kterém dochází k výrobě těchto speciálních ocelí, se nazývá vakuová rafinace.

Vakuová rafinace

Jde o moderní postup výroby speciálních ocelí. Jedná se o mimopecní (sekundární) metalurgii. Provádí se v mimopecních výrobních agregátech, ve kterých je ocel zbavována nežádoucích prvků.

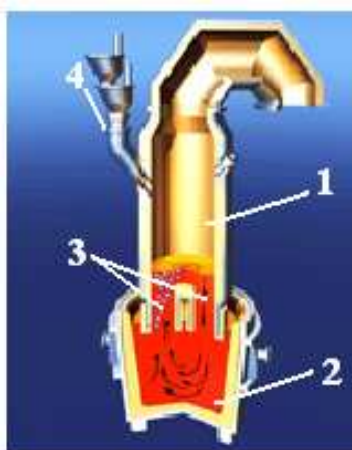
Základními typy technologických zařízení pro vakuovou rafinaci dnes jsou:

- kesonové zařízení
- komorové zařízení

Kesonové zařízení se vyznačují tím, že celá lící pánev hermeticky uzavřena v kesonu. U komorového zařízení je vakuum pouze ve vakuovací nádobě a je tak méně náročné na prostor. Hydraulický pohon bude navrhován pro komorové zařízení.

Komorové zařízení

Komorové zařízení je konstruováno tak, aby bylo dosaženo snížení především obsahu uhlíku a vodíku.



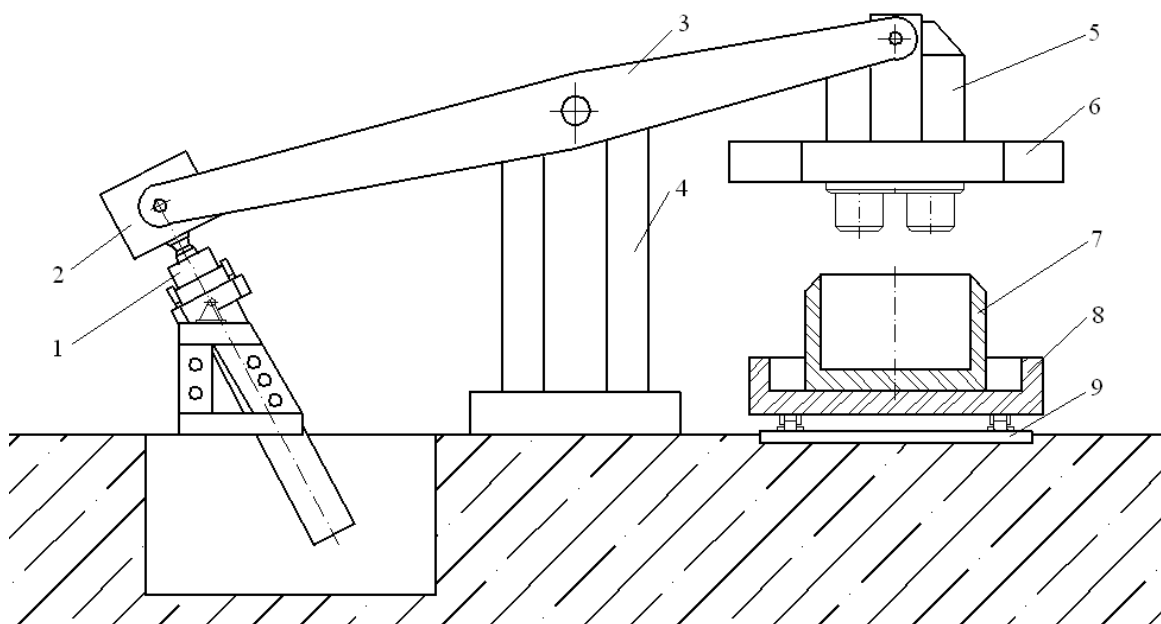
Obr. 1.1 Princip funkce komorového zařízení (převzato z lit.[11])

1 - vakuovací nádoba, 2 - lící pánev, 3 - násosky, 4 - vývěvový agregát

Popis funkce komorového zařízení

Na obr. 1.1 je znázorněn princip funkce komorového zařízení. Ve dně vakuovací nádoby 1 jsou zabudovány dvě násosky 3. Násosky se ponoří pod hladinu roztavené oceli v lici pánvi 2. Spuštěním vývěvového agregátu 4 vzniká v pracovním prostoru vakuovací komory podtlak. Rozdílem tlaků v komoře a na hladině roztavené oceli, kde je atmosférický tlak, se tavenina nasaje do pracovního prostoru komory. Do jedné z násosek se začne vhnět argon. V násosce se sníží měrná hmotnost taveniny a tavenina začne stoupat do vakuovací komory. Ve vakuovací komoře se tavenina odplyní a v důsledku zvýšení její měrné hmotnosti se druhou násoskou vrací zpět do pánve. Čím delší je proces vakuování, tím více se ocel odplyní, a tím více je kvalitnější výchozí ocel.

1.2 Popis funkce navrhovaného zařízení



Obr. 1.2 Schéma pro popis funkce řešeného vakuovacího zařízení

1 - hydromotor, 2 - protizávaží, 3 - vahadlo, 4 – vahadlový rám,
5 – vakuovací nádoba, 6 - plošina, 7 – lící pánve, 8 - převážecí kolejový vůz,
9 – kolejová trať

Popis výrobního procesu

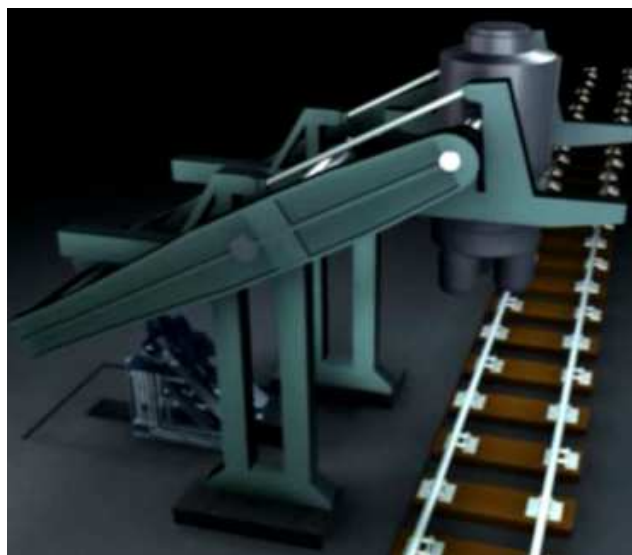
Schéma pro popis funkce řešeného vakuovacího zařízení je znázorněno na obr. 1.2. Na vahadle 3 je umístěno na straně od hydromotoru 1 protizávaží 2. Na opačné straně je umístěna plošina 6. Protizávaží a plošina jsou na zařízení trvale umístěny. Vakuovací nádoba 5 se po určitém počtu jednotlivých procesů vakuování čistí od strusky, nálitků atd. Po očištění se vakuovací nádoba položí na převážecí vůz 8. Převážecí vůz dopraví vakuovací nádobu pod plošinu. Po vysunutí hydromotoru (plošina se spustí) se vakuovací nádoba připevní k plošině. Hydromotor se zasune a vakuovací nádoba s plošinou se zvedne o určitý zdvih.

Převážecí vůz odjede na určité místo po kolejové trati 9, kde se na něj jeřábem naloží lící pánve 7. Převážecí vůz s lící pánví zajede pod plošinu s vakuovací nádobou.

Hydromotor se vysune (vakuovací nádoba s plošinou se spustí na licí pánev). Nastává proces vakuování. Po ukončení procesu vakuování se hydromotor zasune (vakuovací nádoba se zdvihne nad licí pánev). Po kolejové trati se licí pánev dopraví pod jeřáb, pomocí něhož je dopravena na kontilití. Z popisu výrobního procesu plyne, že hydromotor bude pracovat ve dvou režimech, a to v režimu Výměny nádoby a v režimu Vakuování. Pro oba režimy pracuje hydromotor s jinou hmotností a jsou také požadovány různé rychlosti pohybu.



Obr. 1.3 Detail uchycení válce na radiální čep (převzato z lit. [10])



Obr. 1.4 Režim Vakuování – vakuovací nádoba je připravena ke spuštění na licí pánev (převzato z lit. [10])



Obr. 1.5 Proces vakuování oceli



Obr. 1.6 Uchycení protizávaží na hydromotor pomocí kulového čepu

Více o technologii vakuové rafinace nalezneme v literatuře [9] a [10]. Další Fotografie řešeného zařízení jsou uvedeny v příloze A.

1.3 Parametry pro návrh pohonu

Parametry se odvíjejí od technologie výroby. Pro přehlednost jsou sestaveny všechny požadované parametry zařízení do tab. 1.1. V režimu Vakuování pracuje hydromotor buď s vakuovací nádobou, která je očištěná, nebo je do ní vlivem technologie nasávána tavenina a po dokončení procesu je v nádobě struska a nálitky. V režimu Výměna nádoby manipuluje hydromotor pouze s plošinou bez nádoby. Zadanou pracovní kapalinou je minerální olej HLP 46.

Název parametru	Hodnota/režim	
	Vakuování	Výměna nádoby
Hmotnost plošiny [t]	S nádobou - maximální 219,5 (zvedání, spouštění, STOP stav) S nádobou - minimální 161,0 (zvedání, spouštění, STOP stav)	Bez nádoby ~ 76 (zvedání, spouštění, STOP stav)
Vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu [m]	7,5	
Vzdálenost těžiště plošiny vakuovací nádoby od otočného bodu [m]	6	
Hmotnost protizávaží [t]	185,0	185,0
Maximální rychlost [m.s ⁻¹]	0.125	0.01
Maximální zdvih [mm]	5 200	
Přesnost polohování [mm]	± 5	

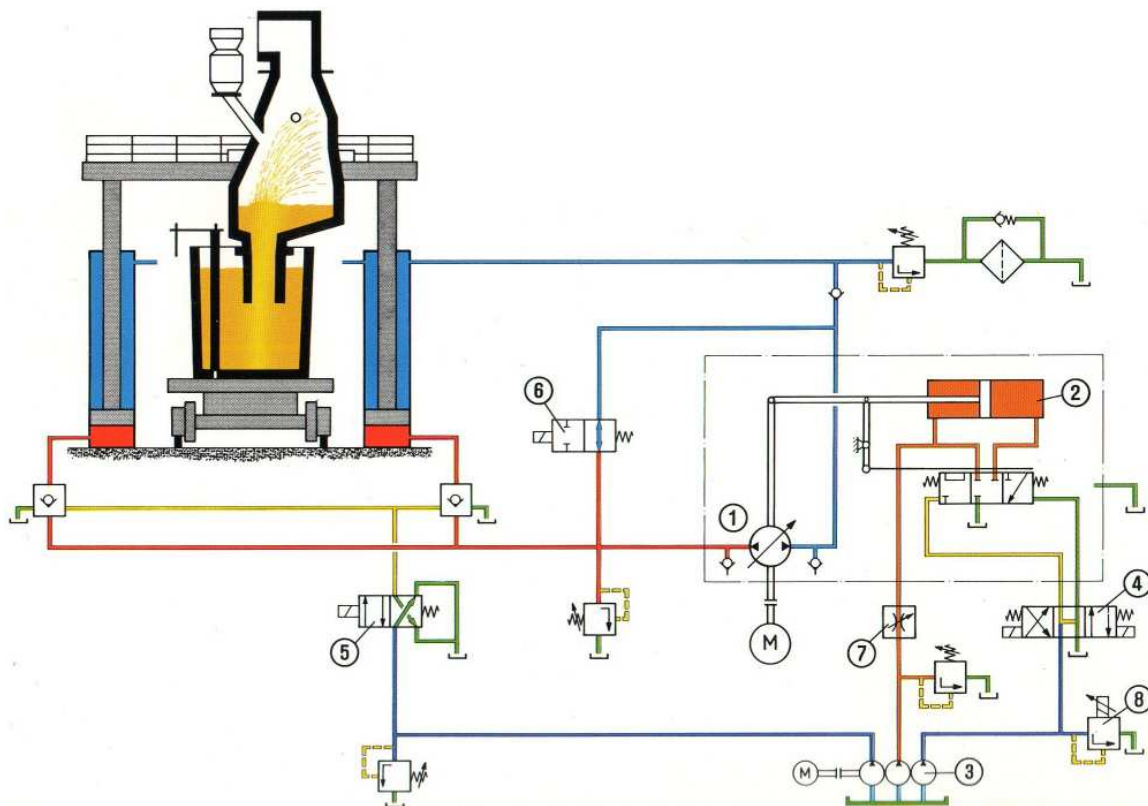
Tab. 1.1 Požadované parametry zařízení

1.4 Možná řešení řízení hydraulického pohonu

Zadaný pohon lze řídit několika způsoby. Základním rozhodnutím je, zda řídit obvod objemovým, nebo ventilovým řízením.

1.4.1 Objemové řízení

Objemovým řízením se rozumí řízení pomocí změny geometrického objemu hydrostatického převodníku. Příklad objemového řízení je znázorněn na obr. 1.7.



Obr. 1.7 Příklad objemového řízení vakuovacího zařízení (převzato z literatury[12])

1...axiální pístový regulační hydrogenerátor, 2...přestavovací systém, 3...pomocné hydrogenerátory, 4...4/3...rozdávěč, 5...4/2 rozváděč, 6...2/2 rozváděč, 7...škrťací ventil, 8...proporcionální tlakový ventil

Na obr. 1.7 je uveden příklad objemového řízení vakuovacího zařízení. Velikost a směr průtoku pro pohon dvou dvojčinných hydromotorů, které manipulují s vakuovacím zařízením, je řízen pomocí regulačního axiálního pístového hydrogenerátoru 1 a to změnou geometrického objemu. Řízení geometrického objemu je provedeno pomocí přestavovacího systému 2, který je složen ze dvojčinného hydromotoru a 3/3 rozváděče. Pohon ovládání celého obvodu je realizován pomocnými hydrogenerátory 3. Ovládání přestavovacího systému je řízeno dálkově elektricky řízeným 4/3 rozváděčem 4. Obvod je chráněn proti klesání hydromotorů vlivem průsaků rozváděčů pomocí řízených jednosměrných ventilů, které jsou řízeny dálkově pomocí elektricky ovládaného 4/2 rozváděče 5. Elektricky ovládaný 2/2 rozváděč 6 je použit pro odsekávání větve. Pomocí škrťacího ventilu 7 je možno nastavit rychlost přestavování geometrického objemu regulačního hydrogenerátoru 1. Proporcionální tlakový ventil 8 slouží k nastavení tlaku k přestavování geometrického objemu hydrogenerátoru 1.

Kromě objemového řízení je z hydraulického obvodu, který je zobrazen na obr. 1.7 patrné, že vakuovací zařízení je kesonové (licí pánev je hermeticky uzavřena v kesonu).

1.4.2 Ventilové řízení

Ventilové řízení znamená řízení pomocí ventilu, který pracuje na různém principu. Podle principu se dělí ventilové řízení na řízení klasickou řídicí technikou, proporcionální řídicí technikou a servotechnikou.

Klasická řídicí technika

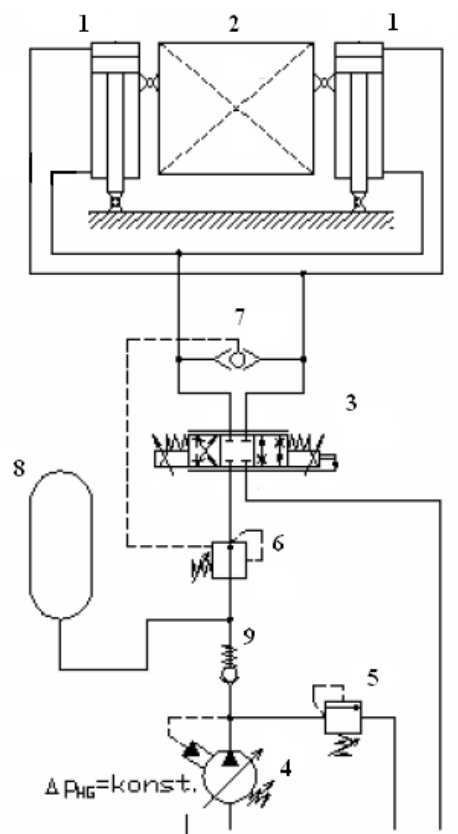
Klasickou techniku neuvažují, vzhledem k požadované přesnosti polohování (tab.1.1).

Proporcionální řídicí technika

Proporcionální řídicí technikou se rozumí spojitě řízení bez zpětných vazeb. Příklad řízení proporcionální technikou je uveden na obr. 1.8. Obvod je navržen pro zvedání a spouštění hmotné zátěže 2 pomocí dvou hydromotorů 1. Průtok a jeho směr je řízen proporcionálním rozváděčem 3. Zdrojem tlaku je hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak 4. Pojistný ventil 5 slouží jako ochrana proti přetížení obvodu. Vlivem změn hmotnosti zátěže dochází ke změnám tlaku v systému a tím ke změnám průtoku, proto je obvod doplněn dvoucestnou tlakovou váhou 6. Pomocí střídacího ventilu 7 se odebírá tlak za proporcionálním rozváděčem z té větve, ve které je vyšší tlak, do tlakové váhy. Proporcionální rozváděč se přestavuje rychleji, než dokáže čerpadlo zareagovat, proto je v obvodu umístěn akumulátor 8. Jednosměrný ventil 9 chrání čerpadlo před rázy, které mohou vzniknout vlivem zatížení.

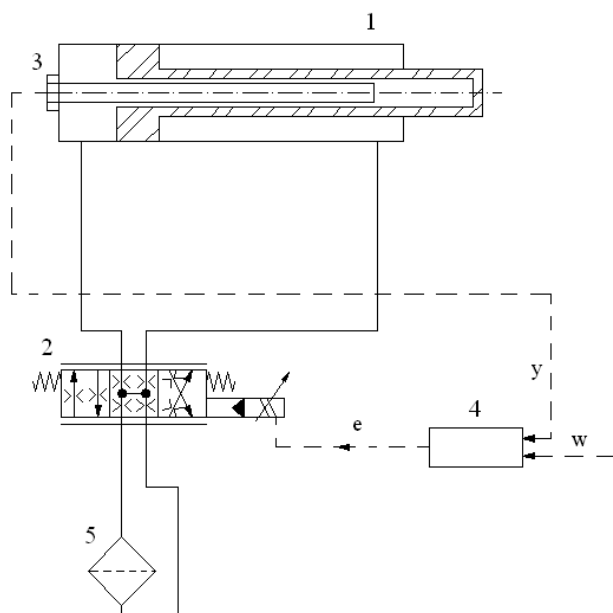
Servotechnika

Servotechnika řídí systémy pomocí zpětných vazeb. Řídicími ventily bývají proporcionální rozváděče s integrovanou elektronikou nebo servoventily. Příklad řízení servotechnikou je uveden na obr. 1.9. Obvod slouží pro rychlé a především přesné řízení polohy hydromotoru 1. Tyto požadavky jsou zajištěny pomocí servoventilu 2 a zpětné vazby od snímače polohy 3 vestavěného v hydromotoru. Informace o poloze jsou posílány do regulátoru 4, kde jsou porovnány s požadovanou hodnotou. V regulátoru se regulační odchylka e výkonově zesiluje a vede se do servoventilu. Ve chvíli, kdy je žádaná hodnota w rovna hodnotě regulované veličiny na snímači polohy y , se servoventil zastaví. Servoventily jsou náročné na čistotu kapaliny, proto je před servoventilem umístěn jemný filtr 5.



- 1 - hydromotor
- 2 - hmotná zátěž
- 3 - proporcionální rozváděč
- 4 - hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak
- 5 - pojistný ventil
- 6 - dvoucestná tlaková váha
- 7 - střídací ventil
- 8 - akumulátor
- 9 - jednosměrný ventil

Obr. 1.8 Jednoduché schéma řízení proporcionálním rozváděčem pro zvedání a spouštění hmotné zátěže - bez zpětných vazeb (převzato z lit.[3])



- 1 - hydromotor
- 2 - servoventil
- 3 - vestavěný snímač polohy
- 4 - regulátor
- 5 - jemný filtr
- w – žádaná hodnota
- y – regulovaná veličina
- e – regulační odchylka

Obr. 1.9 Schéma polohového servomechanismu s přímočarým hydromotorem (převzato z lit. [3])

1.5 Porovnání výhod a nevýhod objemového a ventilového řízení

Znalostí výhod a nevýhod jednotlivých typů řízení lze vybrat vhodné řešení pro danou aplikaci.

Objemové řízení

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">- K řízení směru pohybu není třeba rozváděč- Změnou geometrického objemu lze přímo měnit průtok a tím rychlost hydromotoru- Použitím motorgenerátorů lze ušetřit energii, což se vyplatí zejména u pohonů strojů vysokých výkonů	<ul style="list-style-type: none">- Řízení je pomalejší, než u ventilového řízení- Menší přesnost, než u ventilového řízení- Objemovým řízením nejsme schopni řešit všechny aplikace

Tab. 1.2 Porovnání výhod a nevýhod objemového řízení

Ventilové řízení

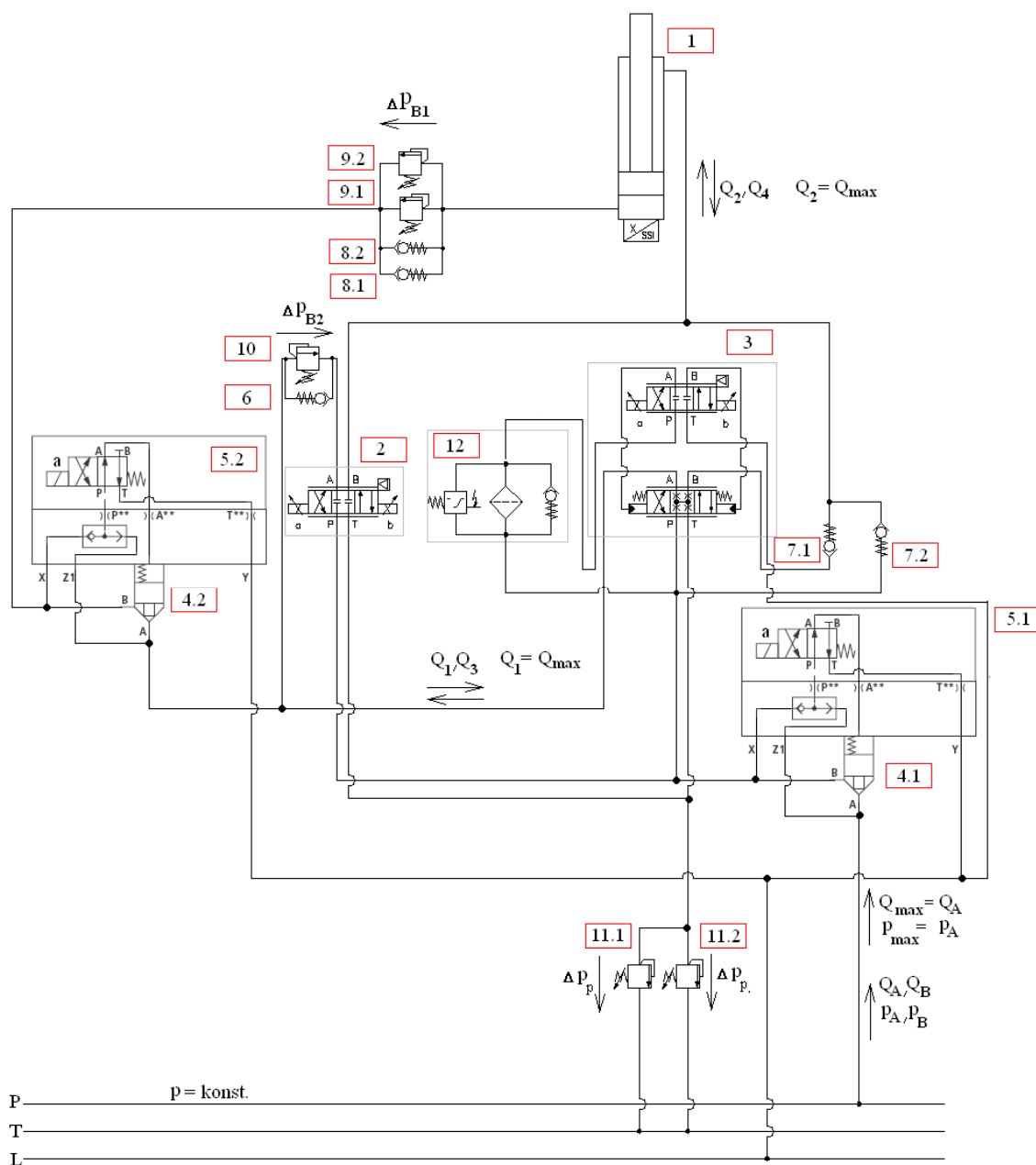
Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none">- Ze širokého sortimentu lze vybrat ventil vhodný pro navrhovanou aplikaci- Návrhem správného typu ventilu lze dosáhnout jednoduchého nebo přesného či rychlého řízení aj.	<ul style="list-style-type: none">- Pro náročné aplikace je velmi drahé- Tvoří v obvodech tlakovou ztrátu- Je energeticky náročné- Pro přesné a rychlé řízení je náročné na čistotu kapaliny

Tab. 1.3 Porovnání výhod a nevýhod ventilového řízení

Na základě porovnání hlavních výhod a nevýhod (uvedeny v tab. 1.2 a tab. 1.3) a požadovaných parametrů zařízení (uvedeny v tab. 1.1) je zvoleno ventilové řízení pomocí servotechniky. K řízení jsou zvoleny proporcionální rozváděče s integrovanou elektronikou.

2. NÁVRH ŘEŠENÍ

Pohon je řízen pomocí dvou proporcionálních rozváděčů s integrovanou elektronikou. Pro řízení byly zvoleny dva proporcionální rozváděče z důvodu velkého rozptýlu potřebných průtoků při práci hydromotoru ve dvou režimech s rozdílnou rychlostí. Celý obvod je řízen modulem VT-HNC100-2 (problematika řízení je rozebrána v kap. 4). Některé prvky jsou řazeny paralelně z důvodu vysokého průtoku.



Obr. 2.1 Funkční schéma hydraulického obvodu řešeného vakuovacího vahadlového zařízení

Legenda Obr. 2.1

1 – hydromotor s vestavěným snímačem polohy, 2 – proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou pro řízení průtoku v režimu Výměna nádoby, 3 – proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou pro řízení průtoku v režimu Vakuování, 4.1 a 4.2 – vestavné ventily, 5.1 a 5.2 – řídicí desky na vestavné ventily, 6,7.1,7.2,8.1,8.2 – jednosměrné ventily, 9.1,9.2,10 – brzdící ventily, 11.1, 11.2- předepínací ventily, 12 – jemný filtr.

2.1 Složení hydraulického obvodu

Na obr. 2.1 je navrženo schéma hydraulického obvodu řešeného zařízení. Hydraulický obvod je přiložen v příloze (výkres číslo 1-HO-01) včetně specifikace prvků (1-HO-01-S). Hydraulický obvod sestává ze dvojčinného hydromotoru 1 s vestavěným snímačem polohy, který je zapojen tak, aby pracoval v režimu Vakuování při zdvihu v diferenciálním zapojení a při spouštění v zapojení dvojčinném. V režimu Výměna nádoby pracuje hydromotor ve dvojčinném zapojení při zdvihu i při spouštění. Proporcionální rozváděč 2 řídí velikost a směr průtoku v režimu Výměna nádoby. Proporcionální dvoustupňový rozváděč 3 řídí velikost a směr průtoku v režimu Vakuování. Tlaková větev P je zdrojem konstantního tlaku a je vedena z hydraulického agregátu, který je řešen v kapitole 3.4. Pro oddělení přívodu tlaku P z hydrogenerátoru od proporcionálních rozváděčů slouží vestavný ventil 4.1, který je doplněn řídicí deskou 5.1. Tato řídicí deska obsahuje střídací ventil a elektricky ovládaný 4/2 rozváděč, který je bez přivedeného proudu v poloze napřímo. K oddělení přívodu tlaku od proporcionálních rozváděčů k hydromotoru slouží vestavný ventil 4.2 společně s řídicí deskou 5.2 již popsané konstrukce. Vestavné ventily v kombinaci s řídicí deskou zajistí těsnost a mají také bezpečnostní funkci. Diferenciální zapojení je realizováno pomocí jednosměrných ventilů 7.1 a 7.2. Do obvodu jsou zařazeny brzdící ventily 9.1, 9.2 a 10 pro dosažení konstantního tlakového spádu na proporcionálních rozváděčích. Pro obtok brzdících ventilů jsou do obvodu zařazeny jednosměrné ventily 6,8.1 a 8.2. Předepínací ventily 11.1 a 11.2 předepínají zpětnou větev a chrání proporcionální rozváděče před kavitačními jevy. Jemný filtr 12 zajišťuje potřebnou čistotu kapaliny pro první stupeň proporcionálního rozváděče 3, který je tvořen ostrohranným šoupátkem malé světlosti. Snímač polohy hydromotoru 1 dává řídicímu systému informaci o poloze pístnice.

2.2 Návrh základního nastavení řízení obvodu

V této kapitole je uveden návrh základního nastavení řízení obvodu, který je znázorněn na obr. 2.1. Toto nastavení platí pro všechny režimy zařízení ve všech provozních stavech. Řízení obvodu bude navrženo tak, aby zajistilo následující uvedené požadavky.

Hydraulický agregát bude dodávat průtok Q_A a tlak p_A , jestliže bude sepnut magnet *a* nebo *b* na rozváděči 3. Hydraulický agregát bude dodávat průtok Q_B a tlak p_B , jestliže bude sepnut magnet *a* nebo *b* na rozváděči 2. Po sepnutí magnetu *a* na řídicí desce 5.1 se otevře vestavný ventil 4.1 a obvod je předepnut. Po sepnutí magnetu *a* na řídicí desce 5.2 se otevře vestavný ventil 4.2 a obvod je připraven pro spuštění rozváděčů 2 a 3.

Jakmile se vypne kterýkoliv z magnetů na rozváděčích 2 a 3, vypnou se i magnety na řídicích deskách 5.1 a 5.2.

2.3 Popis funkce v jednotlivých režimech

Na obr. 2.1 je znázorněno schéma hydraulického obvodu řešeného zařízení, pro které je proveden následující popis funkce v jednotlivých režimech a provozních stavech (zdvih, spouštění). Pro následující popis platí návrh základního nastavení řízení, které je uvedeno v kapitole 2.2, a není v popisu již znova rozebíráno.

Režim Vakuování – zdvih

Po sepnutí magnetu *a* na prvním stupni rozváděče 3 je tlaková kapalina vedena přes jemný filtr 12 na vstup prvního stupně rozváděče 3. Rozváděč 3 je přestaven tak, že kapalina je vedena z kanálu P do B a následně je vedena řídicím kanálem na druhý stupeň rozváděče 3, kde vyvede hydraulické přestavení druhého stupně rozváděče 3. Druhý stupeň rozváděče 3 je přestaven tak, že je tlaková kapalina vedena z kanálu P do A. Z rozváděče 3 je tlaková kapalina dále vedena přes vestavný ventil 4.2 a přes jednosměrné ventily 8.1 a 8.2 na vstup do hydromotoru 1, který se začne vysouvat. Ze strany mezikruží je tlaková kapalina vedena přes jednosměrný ventil 7.2 zpět na vstup rozváděče 3, čímž je dosaženo diferenciálního zapojení. Jakmile hydromotor dojde na požadovanou polohu, řídicí systém vypne elektromagnet *a* na prvním stupni rozváděče 3, čímž se zamezí přívodu tlakové kapaliny na druhý stupeň rozváděče 3, který se pomocí pružin přestaví do střední polohy a hydromotor se zastaví.

Režim Vakuování – spuštění

Sepnutím magnetu *b* na prvním stupni rozváděče 3 je tlaková kapalina vedena přes jemný filtr 12 na vstup prvního stupně rozváděče 3. Rozváděč 3 je přestaven tak, že kapalina je vedena z kanálu P do A, a následně je vedena řídicím kanálem na druhý stupeň rozváděče 3, kde vyvede hydraulické přestavení druhého stupně rozváděče 3. Druhý stupeň rozváděče 3 je přestaven tak, že je tlaková kapalina vedena z kanálu P do B. Z rozváděče 3 je tlaková kapalina dále vedena přes jednosměrný ventil 7.1 na vstup do hydromotoru 1 ze strany mezikruží a hydromotor se začne zasouvat. Ze strany pod pístem je kapalina vedena přes brzdící ventily 9.1 a 9.2, vestavný ventil 4.2, druhý stupeň rozváděče z kanálu A do T a přes předepínací ventily 11.1 a 11.2 zpět do nádrže. Jakmile hydromotor dojde na požadovanou polohu, řídicí systém vypne elektromagnet *b* na prvním stupni rozváděče 3, čímž se zamezí přívodu tlakové kapaliny na druhý stupeň rozváděče 3, který se pomocí pružin přestaví do střední polohy a hydromotor se zastaví.

Režim Výměna nádoby – zdvih

Po sepnutí magnetu *b* na rozváděči 2 je rozváděč přestaven tak, že tlaková kapalina projde z kanálu P do A, projde přes jednosměrný ventil 6, vestavný ventil 4.2 a jednosměrné ventily 8.1 a 8.2 na vstup do hydromotoru 1 a hydromotor se začne vysouvat.

Ze strany mezikruží je kapalina vedena přes rozváděč 2 z kanálu B do T a následně přes přepouštěcí ventily 11.1 a 11.2 zpět do nádrže. Jakmile hydromotor dojde na požadovanou polohu, řídicí systém vypne elektromagnet b na rozváděči 2, který se přestaví do střední polohy a hydromotor se zastaví.

Režim Výměna nádoby – spouštění

Sepnutím magnetu a na rozváděči 2 je rozváděč přestaven tak, že tlaková kapalina projde z kanálu P do B a je vedena na vstup do hydromotoru 1 ze strany mezikruží a hydromotor se začne zasouvat. Ze strany pod pístem je kapalina vedena přes brzdící ventily 9.1 a 9.2, vestavný ventil 4.2, přes brzdící ventil 10, přes rozváděč 2 z kanálu A do T a přes předepínací ventily 11.1 a 11.2 zpět do nádrže. Jakmile hydromotor dojde na požadovanou polohu, řídicí systém vypne elektromagnet a na rozváděči 2, který se přestaví do střední polohy a hydromotor se zastaví.

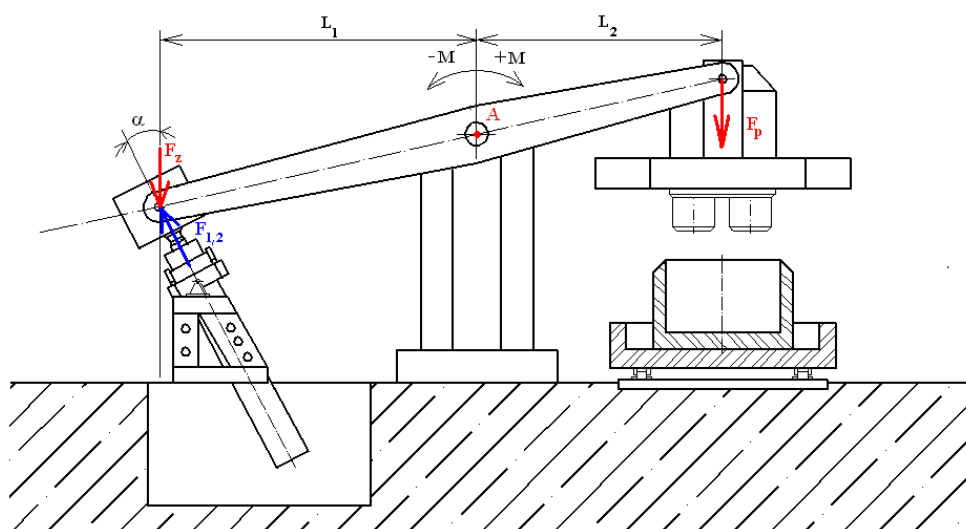
3. VÝPOČET STATICKO-DYNAMICKÝCH PARAMETRŮ HYDRAULICKÉHO OBVODU VČETNĚ SPECIFIKACE PRVKŮ

Pro správný návrh pohonu zařízení je nutno provést výpočet statických a dynamických parametrů.

3.1 Návrh hydromotoru pohonu

Pro návrh hydromotoru pohonu je základním parametrem maximální zatěžující síla. Dalším důležitým parametrem je vlastní frekvence hydromotoru se zátěží. Při výpočtech maximální zatěžující síly se vychází z obr. 3.1, na kterém je znázorněno řešené zařízení a síly, které na něj působí.

3.1.1 Výpočet maximální zatěžující síly na hydromotor



Obr. 3.1 Znázornění sil působících na hydromotor

Legenda Obr. 3.1

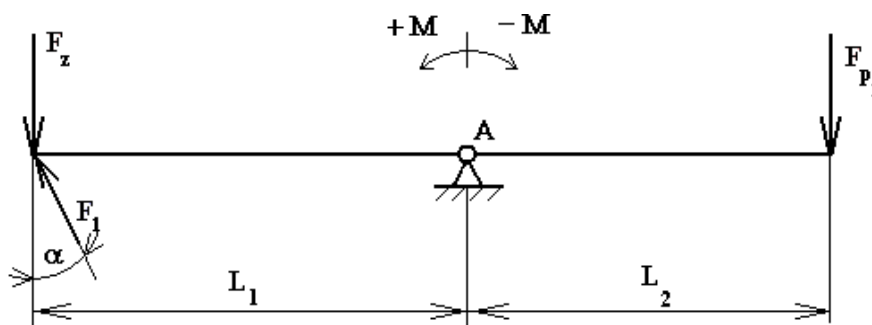
F_z – síla od hmotnosti protizávaží, $F_{1,2}$ – síla vyvozená hydromotorem v jednotlivých režimech, F_p – síla od hmotnosti plošiny, L_1 – vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu A, L_2 – vzdálenost těžiště plošiny vakuovací nádoby od otočného bodu A, A – otočný bod vahadlového systému, α – úhel sklonu hydromotoru.

Režim Vakuování

V režimu Vakuování se musí do výpočtu zahrnout připojená vakuovací nádoba, tzn. její hmotnost, když je očištěna (tzn. zbavena náلتků po určitém počtu procesů vakuování). Vlivem nasátí taveniny a přitavením strusky se zvýší hmotnost plošiny, čímž se hydromotor vyvažuje, tzn. směrodatná je hmotnost očištěné nádoby. Výpočet plyne z obr. 3.2.

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (3.1)$$

$$F_z \cdot L_1 - F_{p1} \cdot L_2 - F_1 \cdot \cos \alpha \cdot L_1 = 0 \quad (3.2)$$



Obr. 3.2 Znázornění sil působících na hydromotor v režimu Vakuování

F_z – síla od hmotnosti protizávaží, F_1 – síla vyvozená hydromotorem, F_{p1} – síla od hmotnosti plošiny s nádobou minimální, L_1 – vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu A, L_2 – vzdálenost těžiště plošiny vakuovací nádoby od otočného bodu A, A – otočný bod vahadlového systému, α – úhel sklonu hydromotoru

Výsledná zatěžující síla na hydromotor v režimu Vakuování:

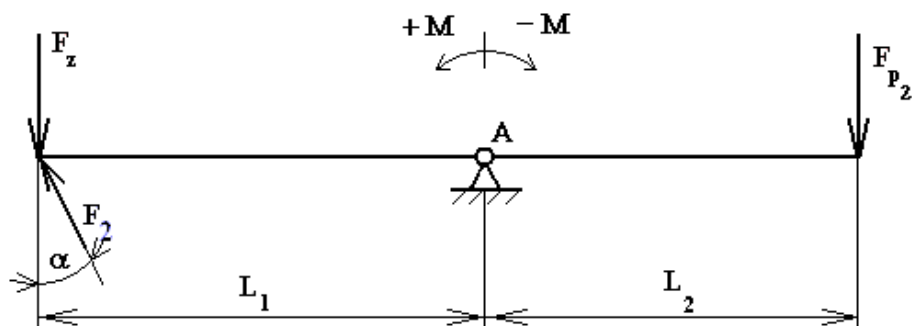
$$F_1 = \frac{F_z \cdot L_1 - F_{p1} \cdot L_2}{L_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{m_z \cdot g \cdot L_1 - m_{p1} \cdot g \cdot L_2}{L_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{185\,000 \cdot 9,81 \cdot 7,5 - 161\,000 \cdot 9,81 \cdot 6}{7,5 \cdot \cos 30} \quad (3.3)$$

$$= 636,612 \cdot 10^3 \text{ N} = 636,612 \text{ kN}.$$

Zde $m_z = 185 \text{ t}$ (hmotnost protizávaží), $m_{p1} = 161 \text{ t}$ (hmotnost plošiny s očištěnou vakuovací nádobou), $L_1 = 7,5 \text{ m}$, $L_2 = 6 \text{ m}$ (tab. 1.1), $\alpha = 30^\circ$ (odečteno z výkresové dokumentace dle lit. [9]).

Režim Výměna nádoby

V režimu Výměna nádoby bude na hydromotor působit největší síla, když plošina bude mít nejmenší hmotnost. V tomto režimu to znamená, když je odpojena vakuovací nádoba (protizávaží bude méně vyváženo).



Obr. 3.3 Znázornění sil působících na hydromotor v režimu Výměna nádoby

F_z – síla od hmotnosti protizávaží, F_2 – síla vyvozená hydromotorem, F_{p2} – síla od hmotnosti plošiny bez nádoby, L_1 – vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu A, L_2 – vzdálenost těžiště plošiny vakuovací nádoby od otočného bodu A, A – otočný bod vahadlového systému, α – úhel sklonu hydromotoru

$$\sum M_{iA} = 0 \quad (3.4)$$

$$F_z \cdot L_1 - F_{p2} \cdot L_2 - F_2 \cdot \cos \alpha \cdot L_1 = 0 \quad (3.5)$$

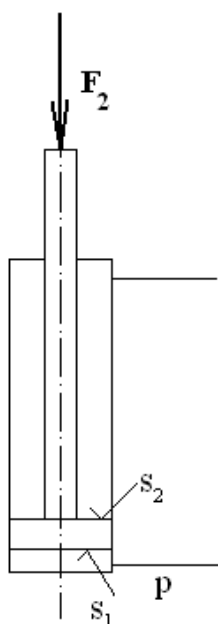
Výsledná zatěžující síla na hydromotor v režimu Výměna nádoby:

$$F_2 = \frac{F_z \cdot L_1 - F_{p2} \cdot L_2}{L_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{m_z \cdot g \cdot L_1 - m_{p2} \cdot g \cdot L_2}{L_1 \cdot \cos \alpha} = \frac{185\,000 \cdot 9,81 \cdot 7,5 - 76\,000 \cdot 9,81 \cdot 6}{7,5 \cdot \cos 30} \quad (3.6)$$
$$= 1\,406,889 \cdot 10^3 \text{ N} = 1\,406,889 \text{ kN},$$

kde $m_z = 185 \text{ t}$ (hmotnost protizávaží), $m_{p2} = 76 \text{ t}$ (hmotnost plošiny bez nádoby), $L_1 = 7,5 \text{ m}$, $L_2 = 6 \text{ m}$, $\alpha = 30^\circ$.

3.1.2 Výpočet a volba hydromotoru

Při výpočtu se vychází z maximální zatěžující síly. Maximální zatěžující síla působí v režimu Výměna nádoby $F_2 = 1\,406,889 \text{ kN}$ (rovnice 3.6).



Tlak je zvolen $p = 21 \text{ MPa}$.

Potřebná plocha pístu

$$p = \frac{F_2}{S_1} \Rightarrow S_1' = \frac{F_2}{p} = \frac{1\,406\,889}{21 \cdot 10^6} = 66\,994 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \quad (3.7)$$

$$= 66\,994 \text{ mm}^2.$$

Potřebný průměr pístu

$$S_1' = \frac{\pi \cdot D'^2}{4} \Rightarrow D' = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1'}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 66\,994 \cdot 10^{-6}}{\pi}} \quad (3.8)$$

$$= 292 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 292 \text{ mm}.$$

Obr. 3.4 Schéma hydromotoru pro návrh velikosti pístu a pístnice

Dle literatury [12] je zvolen dvojčinný přímočarý hydromotor uchycený na radiální čep, průměr pístu $D = 320 \text{ mm}$, průměr pístnice $d = 220 \text{ mm}$, zdvih $h = 5200 \text{ mm}$.

Specifikace zvoleného hydromotoru

CDH1MT4/320/220/5200A2X/B1CAEMWW XV = 900 mm Bosch Rexroth

(připojovací závit pro tlak dle ISO 228/1, přívod tlaku ze shora, pístnice je upravena tvrdým chromováním, ukončení pístní tyče se závitěm pro montáž kulového čepu, s tlumením v koncových polohách, se standardním těsněním pro kapalinu HLP, vzdálenost uchycení radiálního čepu od konce pístní tyče 900 mm odměřeno z výkresové dokumentace dle literatury [9]).

Plocha pístu $S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} = 0,080 \text{ m}^2. \quad (3.9)$

Plocha mezikruží $S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,32^2 - 0,22^2) = 0,042 \text{ m}^2. \quad (3.10)$

Výpočet tlaku potřebného překonání maximální síly a tření

Mechanicko-tlaková účinnost je zvolena $\eta_{mp} = 0,96$.

$$p' = \frac{F_2}{S_1 \cdot \eta_{m,p}} = \frac{1\,406\,889}{0,080 \cdot 0,96} = 18,318 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 18,318 \text{ MPa} \quad (3.11)$$

$$p' < p \quad (3.12)$$

Z rovnice 3.12 plyne, že tlak potřebný k překonání maximální síly a tření je menší, než tlak zvolený.

3.1.3 Výpočet průtoků v jednotlivých režimech

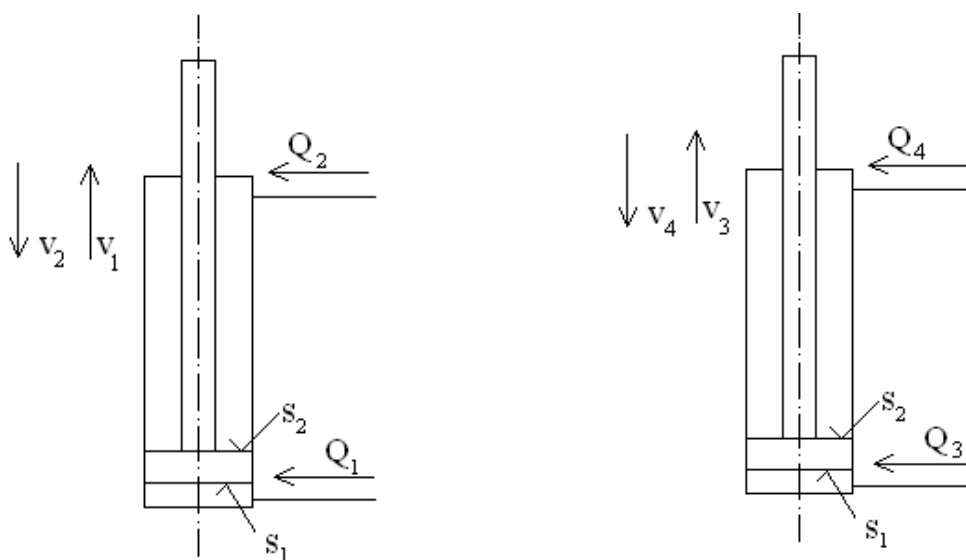
Pro dosažení požadovaných rychlostí hydromotoru v jednotlivých režimech je nutné provést výpočet potřebných průtoků. Výpočet je zřejmý z obr. 3.5.

Režim Vakuování

Pro výpočet průtoků v režimu Vakuování jsou důležité následující parametry: plocha pístu $S_1 = 0,080 \text{ m}^2$ (rovnice 3.9), plocha pístnice $S_2 = 0,042 \text{ m}^2$ (rovnice 3.10), požadovaná rychlost vysouvání a zasouvání $v_1 = v_2 = 0,125 \text{ m.s}^{-1}$ (tab. 1.1).

$$Q_1 = S_1 \cdot v_1 = 0,080 \cdot 0,125 = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.13)$$

$$Q_2 = S_2 \cdot v_2 = 0,042 \cdot 0,125 = 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 315 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.14)$$



Obr. 3.5 Schéma hydromotoru pro výpočet průtoků
(vlevo-Režim Vakuování, vpravo-Režim Výměna nádoby)

Režim Výměna nádoby

Pro výpočet průtoků v režimu Výměna nádoby jsou důležité tyto parametry: plocha pístu $S_1 = 0,080 \text{ m}^2$ (rovnice 3.9), plocha pístnice $S_2 = 0,042 \text{ m}^2$ (rovnice 3.10), $v_3 = v_4 = 0,01 \text{ m.s}^{-1}$ (Tab. 1.1).

$$Q_3 = S_1 \cdot v_3 = 0,080 \cdot 0,01 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 48 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.15)$$

$$Q_4 = S_2 \cdot v_4 = 0,042 \cdot 0,01 = 4,2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 25,2 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.16)$$

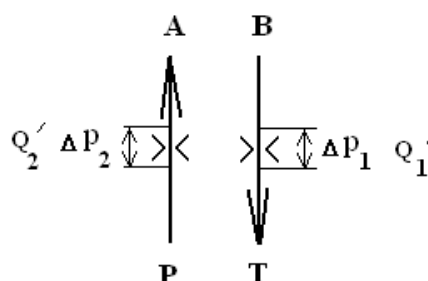
Pro přehlednost byly sestaveny hodnoty potřebných průtoků do hydromotoru do tab. 3.1.

Režim	Značení	Potřebný průtok do hydromotoru [dm ³ .min ⁻¹]
Vakuování - zdvih	Q ₁	600
Vakuování - spouštění	Q ₂	315
Výměna nádoby - zdvih	Q ₃	48
Výměna nádoby - spouštění	Q ₄	25,2

Tab. 3.1 Rekapitulace potřebných průtoků do hydromotoru pro jednotlivé režimy

3.1.4 Výpočet tlaků v jednotlivých režimech

Pro správný návrh tlaků na zdroji je nutné znát tlakový spád na rozváděcích ve všech režimech a také v jednotlivých stavech (zdvih, spouštění).



Obr. 3.6 Schéma pro výpočet tlakového spádu na rozváděči při průtoku z kanálu P do A a B do T

Q_1' ...průtok z kanálu B do T, Q_2' ...průtok z kanálu P do A, Δp_1 ...tlakový spád při průtoku z kanálu B do T, Δp_2 ... tlakový spád při průtoku z kanálu P do A

$$\text{Celkový tlakový spád na rozváděči: } \Delta p_R = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad (3.17)$$

$$\text{pro průtok šoupátkem platí: } Q_2' = 2 \cdot Q_1' \quad (3.18)$$

pro průtok škrťacími hranami platí:

$$\frac{Q_1'}{Q_2'} = \frac{\sqrt{\Delta p_1}}{\sqrt{\Delta p_2}} \quad (3.19)$$

po dosazení rovnice 3.18 do rovnice 3.19 po úpravě:

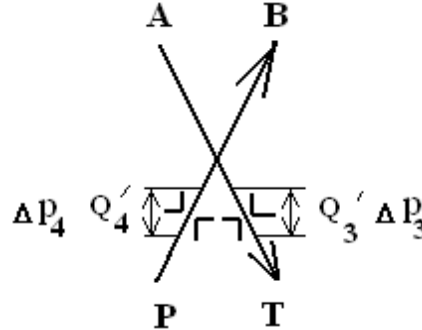
$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{Q_1'^2}{Q_2'^2} = \frac{Q_1'^2}{(2Q_1')^2} = \frac{Q_1'^2}{4Q_1'^2} = \frac{1}{4} \quad (3.20)$$

$$\text{z rovnice 3.20 plyne, že: } \Delta p_1 = \frac{\Delta p_2}{4} \quad (3.21)$$

dosazením rovnice 3.21 do rovnice 3.17:

$$\frac{\Delta p_2}{4} + \Delta p_2 = \Delta p_R \Rightarrow \Delta p_R = \frac{5}{4} \Delta p_2. \quad (3.22)$$

Při přestavení rozváděče platí analogicky předchozí vztahy, které se řídí množstvím průtoku v daném kanálu viz obr. 3.7 Z kanálu A do T teče dvojnásobný průtok, než z kanálu P do B.



Obr. 3.7 Schéma pro výpočet tlakového spádu na rozváděči při průtoku z A do T a z P do B

Q_3' ...průtok z kanálu A do T, Q_4' ...průtok z kanálu P do B, Δp_3 ...tlakový spád při průtoku z kanálu A do T, Δp_4 ... tlakový spád při průtoku z kanálu P do B

$$\text{Celkový tlakový spád na rozváděči: } \Delta p_R = \Delta p_3 + \Delta p_4 \quad (3.23)$$

$$\text{pro průtok šoupátkem, platí: } Q_3' = 2 \cdot Q_4' \quad (3.24)$$

odvození je analogické se vztahy pro rozváděč s průtokem napřímo:

$$\frac{Q_4'}{Q_3'} = \frac{\sqrt{\Delta p_4}}{\sqrt{\Delta p_3}} \quad (3.25)$$

po dosazení rovnice 3.24 do rovnice 3.25 po úpravě:

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p_3} = \frac{Q_4'^2}{Q_3'^2} = \frac{Q_4'^2}{(2Q_4')^2} = \frac{Q_4'^2}{4Q_4'^2} = \frac{1}{4} \quad (3.26)$$

z rovnice 3.26 plyne, že:

$$\Delta p_4 = \frac{\Delta p_3}{4} \quad (3.27)$$

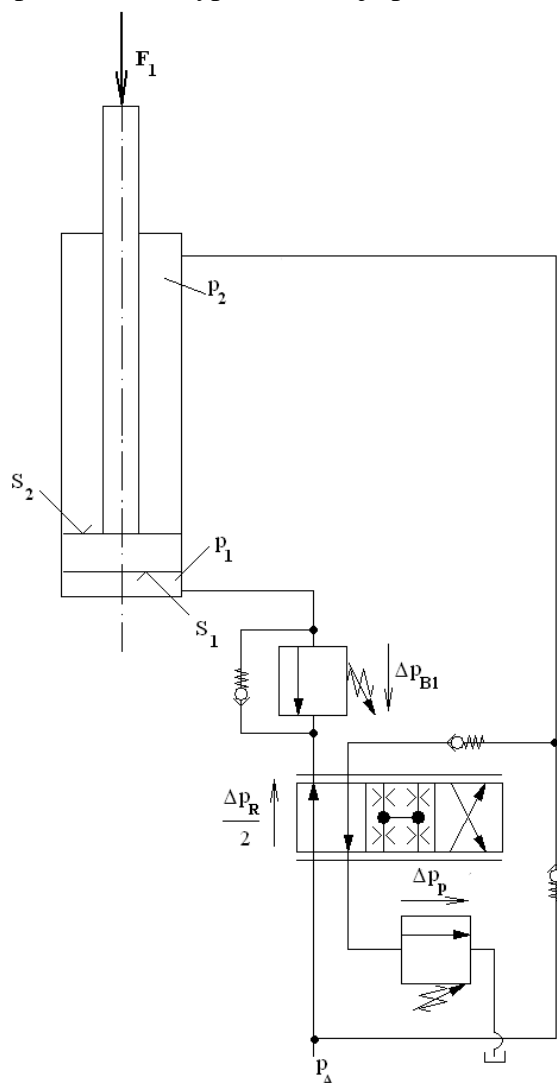
dosazením rovnice 3.27 do rovnice 3.23:

$$\frac{\Delta p_3}{4} + \Delta p_3 = \Delta p_R \Rightarrow \Delta p_R = \frac{5}{4} \Delta p_3. \quad (3.28)$$

Problémy s dělením tlakového spádu jsou odstraněny použitím modifikovaného šoupátka, které má speciálně upraveny drážky. Zajistí tak rovnoměrné rozdělení tlakového spádu.

Výpočet tlakových poměrů v režimu Vakuování - zdvih

V režimu Vakuování při zdvihu pracuje hydromotor v diferenciálním zapojení. Velikost a směr průtoku je řízen proporcionálním rozváděčem s modifikovaným šoupátkem V1. Výpočet tlaku je proveden dle obr. 3.8.



Zatěžující síla

$$F_1 = 636,612 \text{ kN}$$

(rovnice 3.3)

plocha pístu $S_1 = 0,080 \text{ m}^2$

(rovnice 3.9)

plocha pístnice $S_2 = 0,042 \text{ m}^2$

(rovnice 3.10)

tlakový spád na rozváděči je zvolen dle charakteristiky uvedené v příloze B

$$\Delta p_R = 2 \cdot 10^6 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

tlak v prostoru pod pístem

$$p_1 = p_A - \frac{\Delta p_R}{2} \quad (3.30)$$

tlak v prostoru mezikruží

$$p_2 = p_A \quad (3.31)$$

Obr. 3.8 Schéma pro znázornění tlaků v režimu Vakuování - zdvih

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 = F_1 \quad (3.32)$$

Po dosazení rovnic 3.30 a 3.31 do rovnice 3.32:

$$\left(p_A - \frac{\Delta p_R}{2} \right) \cdot S_1 - p_A \cdot S_2 = F_1$$

$$p_A \cdot S_1 - \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1 - p_A \cdot S_2 = F_1$$

$$p_A \cdot (S_1 - S_2) = F_1 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1$$

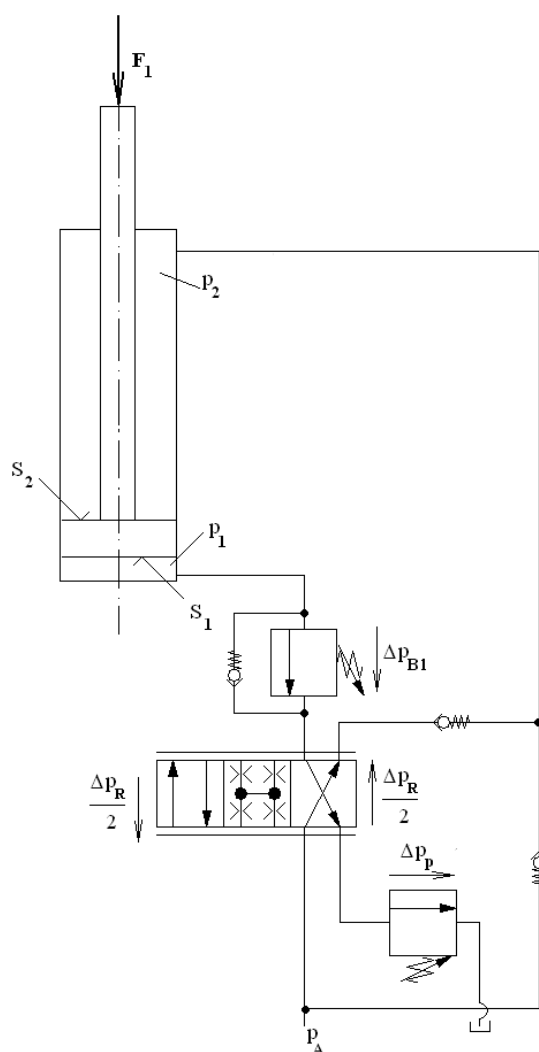
$$p_A = \frac{F_1 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1}{S_1 - S_2} = \frac{636\,612 + \frac{2 \cdot 10^6}{2} \cdot 0,080}{0,080 - 0,042} = 18,858 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.33)$$

$$= 18,858 \text{ MPa} \approx 18,9 \text{ MPa}.$$

Tlak na zdroji pro režim Vakuování je zvolen $p_A = 18,9 \text{ MPa}$.

Výpočet tlakových poměrů v režimu Vakuování - spouštění

Při spouštění pracuje hydromotor ve dvojčinném zapojení. Velikost a směr průtoku je řízen proporcionálním rozváděčem s modifikovaným šoupátkem V1. Výpočet tlaků je zřejmý z obr. 3.9.



Zatěžující síla

$$F_1 = 636,612 \text{ kN}$$

(rovnice 3.3)

$$\text{plocha pístu } S_1 = 0,080 \text{ m}^2$$

(rovnice 3.9)

$$\text{plocha pístnice } S_2 = 0,042 \text{ m}^2$$

(rovnice 3.10)

tlakový spád na rozváděči byl zvolen

$$\Delta p_R = 2 \cdot 10^6 \text{ MPa} \quad (\text{rovnice 3.29})$$

tlak v prostoru pod pístem

$$p_1 = \Delta p_{B1} + \frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p \quad (3.34)$$

tlak v prostoru mezikruží

$$p_2 = p_A - \frac{\Delta p_R}{2} \quad (3.35)$$

Obr. 3.9 Schéma pro znázornění tlaků v režimu Vakuování - spouštění

Dosazením rovnic 3.34 a 3.35 do rovnice 3.32:

$$(\Delta p_{B1} + \frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p) \cdot S_1 - (p_A - \frac{\Delta p_R}{2}) \cdot S_2 = F_1$$

$$\Delta p_{B1} \cdot S_1 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1 + \Delta p_p \cdot S_1 - p_A \cdot S_2 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_2 = F_1$$

$$\Delta p_{B1} = \frac{F_1 - \left(\frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p\right) \cdot S_1 + \left(p_A - \frac{\Delta p_R}{2}\right) \cdot S_2}{S_1}$$

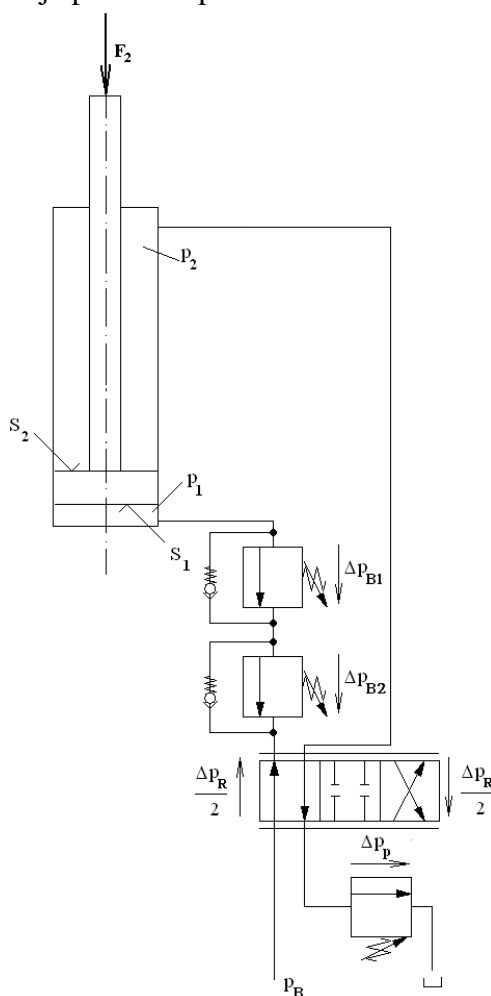
$$= \frac{636\,612 - \left(\frac{2 \cdot 10^6}{2} + 0,5 \cdot 10^6\right) \cdot 0,080 + \left(18,9 \cdot 10^6 - \frac{2 \cdot 10^6}{2}\right) \cdot 0,042}{0,080} \quad (3.36)$$

$$= 15,855 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 15,855 \text{ MPa} \approx 15,9 \text{ MPa}.$$

Tlakový spád nastavený na brzdícím ventilu je zvolen $\Delta p_{B1} = 15,9 \text{ MPa}$.

Výpočet tlakových poměrů v režimu Výměna nádoby - zdvih

V tomto režimu pracuje hydromotor ve dvojčinném zapojení. Velikost a směr průtoku je řízen proporcionálním rozváděčem s modifikovaným šoupátkem E1. Výpočet tlaků je proveden podle obr. 3.10.



Zatěžující síla

$$F_2 = 1\,406,889 \text{ kN}$$

(rovnice 3.6)

$$\text{plocha pístu } S_1 = 0,080 \text{ m}^2$$

(rovnice 3.9)

$$\text{plocha pístnice } S_2 = 0,042 \text{ m}^2$$

(rovnice 3.10)

tlakový spád na rozváděči je zvolen dle charakteristiky uvedené v příloze B

$$\Delta p_R = 1 \cdot 10^6 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

tlak v prostoru pod pístem

$$p_1 = p_B - \frac{\Delta p_R}{2} \quad (3.38)$$

tlak v prostoru mezikruží

$$p_2 = \frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p \quad (3.39)$$

Obr. 3.10 Schéma pro znázornění tlaků v režimu Výměna nádoby - zdvih

$$p_1 \cdot S_1 - p_2 \cdot S_2 = F_2 \quad (3.40)$$

Po dosazení rovnic 3.38 a 3.39 do rovnice 3.40 plyne:

$$\begin{aligned}
 (p_B - \frac{\Delta p_R}{2}) \cdot S_1 - (\frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p) \cdot S_2 &= F_2 \\
 p_B \cdot S_1 - \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1 - \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_2 - \Delta p_p \cdot S_2 &= F_2 \\
 p_B &= \frac{F_2 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_1 + (\frac{\Delta p_R}{2} + \Delta p_p) \cdot S_2}{S_1} \\
 p_B &= \frac{1\,406\,889 + \frac{1 \cdot 10^6}{2} \cdot 0,080 + (\frac{1 \cdot 10^6}{2} + 0,5 \cdot 10^6) \cdot 0,042}{0,080} \\
 &= 18,611 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 18,6 \text{ MPa}.
 \end{aligned} \tag{3.41}$$

Tlak na zdroji pro režim Výměna nádoby je zvolen $p_B = 18,6 \text{ MPa}$.

Výpočet tlakových poměrů v režimu Výměna nádoby - spouštění

Při spouštění pracuje hydromotor ve dvojčinném zapojení. Velikost a směr průtoku je řízen proporcionálním rozváděčem s modifikovaným šoupátkem E1. Výpočet tlaků je zřejmý z obr. 3.11.

Po dosazení rovnic 3.43 a 3.44 (další strana) do rovnice 3.40:

$$\begin{aligned}
 (\Delta p_{B1} + \Delta p_{B2} + \Delta p_p) \cdot S_1 - (p_B - \frac{\Delta p_R}{2}) \cdot S_2 &= F_2 \\
 \Delta p_{B1} \cdot S_1 + \Delta p_{B2} \cdot S_1 + \Delta p_p \cdot S_1 - p_B \cdot S_2 + \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_2 &= F_2 \\
 \Delta p_{B2} &= \frac{F_2 - \Delta p_{B1} \cdot S_1 - \Delta p_p \cdot S_1 + p_B \cdot S_2 - \frac{\Delta p_R}{2} \cdot S_2}{S_1} \\
 &= \frac{1\,406\,889 - 15,9 \cdot 10^6 \cdot 0,080 - 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,080 + 18,6 \cdot 10^6 \cdot 0,042 - \frac{1 \cdot 10^6}{2} \cdot 0,042}{0,080} \\
 &= 10,688 \text{ MPa} \cong 10,7 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{3.42}$$

Tlak na brzdícím ventilu je zvolen $\Delta p_{B2} = 10,7 \text{ MPa}$

3.1.5 Výpočet vlastní frekvence hydromotoru se zátěží

Diplomová práce se zabývá řešením pohonu hmotné zátěže s hmotností od 76 do 219,5 t, při rychlostech pohybu hydromotoru od 0,125 do 0,01 m.s⁻¹. Jedná se o dynamický systém, u kterého je nutné provést výpočet dynamiky systému.

Vlastní frekvence hydromotoru

Vlastní frekvence hydromotoru je určena dvěma parametry a to hmotností připojenou k pohonu a tuhostí pohonu.

Vztah pro výpočet vlastní frekvence

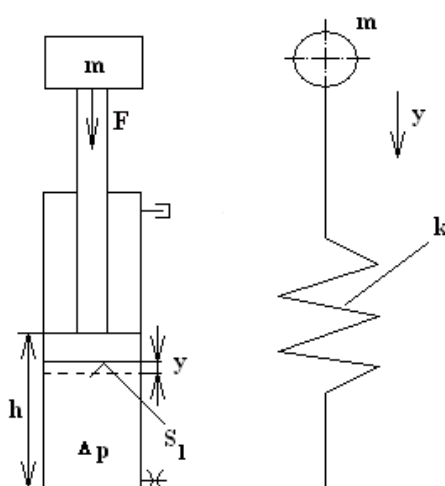
$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} \quad (3.45)$$

Parametr „k“ udává tuhost. U hydromotoru je to tuhost hydraulická, která závisí na aktivní ploše pístu, dále na objemu kapaliny pod aktivní plochou pístu a nakonec na modulu objemové stlačitelnosti kapaliny. Okamžitý objem je dán zdvihem pístu v určité poloze. Výpočet tuhosti hydromotoru plyne z obr. 3.12.

Hydromotor si lze představit jako pružinu o neznámé tuhosti k . Pokud bude na plnou plochu pístu S_1 působit tlak Δp a hydromotor se posune o hodnotu y , pak je tuhost hydromotoru dána podílem síly F a posunutí pístu y . Posunutí pístu y lze nahradit podílem objemu, o který píst poklesl ΔV a plochou pístu S_1 .

Vztah pro výpočet tuhosti

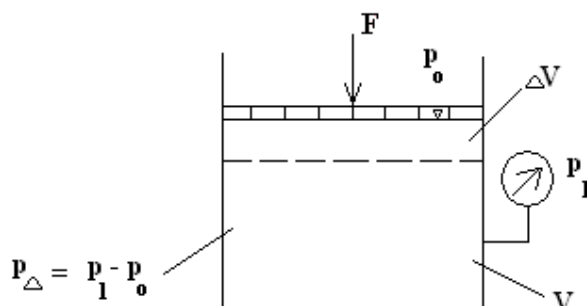
$$k = \frac{F}{y} = \frac{\Delta p \cdot S_1}{y} = \frac{\Delta p \cdot S_1}{\frac{\Delta V}{S_1}} = \frac{\Delta p \cdot S_1^2}{\Delta V} \quad (3.46)$$



Obr. 3.12 Schéma pro znázornění výpočtu tuhosti jednočinného hydromotoru

F – síla od hmotnosti zátěže, m - hmotnost zátěže, S_1 – plocha pístu hydromotoru,
 y – posunutí pístu, h – aktuální zdvih, k – tuhost

Pro vyjádření tuhosti v závislosti na zdvihu hydromotoru se vyjde z obr. 3.13.



Obr. 3.13 Schéma pro znázornění výpočtu stlačitelnosti kapaliny

Stlačitelnost kapaliny β je dána vztahem:

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \quad (3.47)$$

znaménko mínus udává úbytek objemu kapaliny (dále není uvedeno, protože znaménko nemá vliv na tuhost).

Modul objemové stlačitelnosti je obrácený hodnota stlačitelnosti kapaliny β :

$$K = \frac{1}{\beta} \quad (3.48)$$

dosazením rovnice 3.48 do rovnice 3.47 a úpravou:

$$\Delta V = \frac{V \cdot \Delta p}{K} \quad (3.49)$$

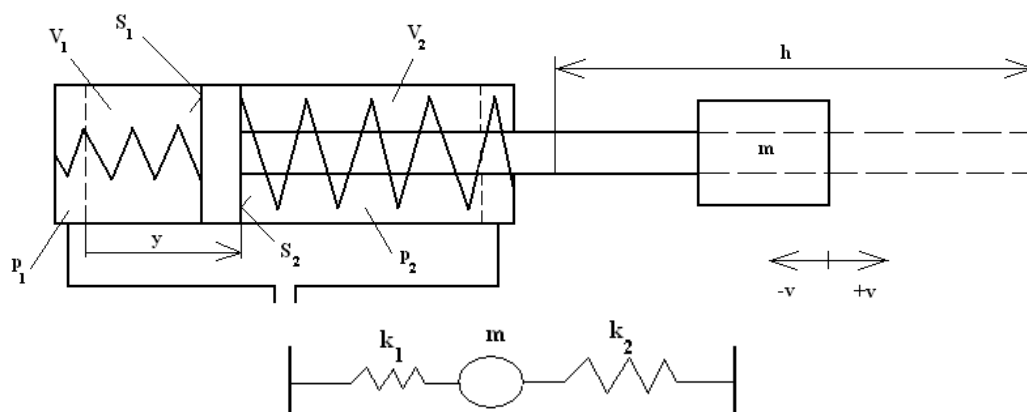
po dosazení rovnice 3.49 do vztahu 3.46 je výsledkem tuhost jednočinného hydromotoru v závislosti na zdvihu:

$$k = \frac{\Delta p \cdot S_1^2}{\Delta V} = \frac{\Delta p \cdot S_1^2 \cdot K}{\Delta p \cdot V} = \frac{S_1^2 \cdot K}{V} = \frac{S_1^2 \cdot K}{S_1 \cdot h} = \frac{S_1 \cdot K}{h} \quad (3.50)$$

po dosazení rovnice 3.50 do rovnice 3.45 je výsledkem vztah pro výpočet frekvence f_o jednočinného hydromotoru v závislosti na zdvihu hydromotoru h :

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S_1 \cdot K}{h \cdot m_{red}}} \quad (3.51)$$

Diplomová práce řeší pohon pomocí dvojčinného hydromotoru, který je zapojen v režimu Vakuování při zdvihu v diferenciálním zapojení. Takto zapojený dvojčinný hydromotor se chová jako jednočinný hydromotor. V režimu Výměna nádoby pracuje hydromotor ve dvojčinném zapojení, pro něj platí následující schémata a vztahy.



Obr. 3.14 Schéma pro znázornění výpočtu tuhosti dvojčinného hydromotoru

Jednotlivé tuhosti k_1 a k_2 závisí na aktuálním zdvihu hydromotoru:

$$k_1 = \frac{S_1^2 \cdot K}{V_1} = \frac{S_1^2 \cdot K}{S_1 \cdot y} = \frac{S_1 \cdot K}{y} \quad (3.52)$$

$$k_2 = \frac{S_2^2 \cdot K}{V_2} = \frac{S_2^2 \cdot K}{S_2 \cdot (h - y)} = \frac{S_2 \cdot K}{(h - y)} \quad (3.53)$$

výsledná tuhost dvojčinného hydromotoru je dána součtem jednotlivých tuhostí:

$$k = k_1 + k_2 \quad (3.54)$$

Redukovaná hmotnost

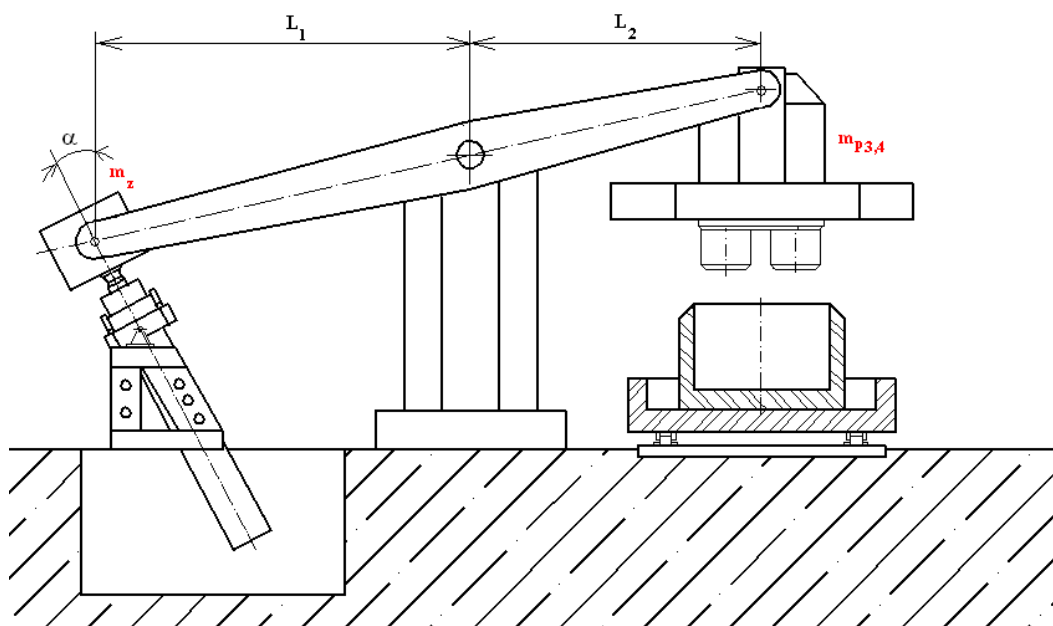
Maximální redukovaná hmotnost hydromotoru v režimu Vakuování je, když plošina bude mít maximální hmotnost. V režimu Vakuování je maximální hmotnost plošiny $m_{p3} = 219,5$ t.

Maximální redukovaná hmotnost v režimu Výměna nádoby je rovněž, když plošina bude mít maximální hmotnost. V režimu Výměna nádoby je maximální hmotnost plošiny $m_{p4} = 76$ t.

Výpočet redukované hmotnosti vychází z maximálního zatížení hydromotoru pro daný režim. Výpočet plyne z obr. 3.15.

Redukovaná hmotnost v režimu Vakuování

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \cdot m_{p3} \cdot L_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot L_1^2 &= \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot L_1^2 \\ m_{red1} &= \frac{m_{p3} \cdot L_2^2 + m_z \cdot L_1^2}{L_1^2} = \frac{219,5 \cdot 10^6 \cdot 6^2 + 185 \cdot 10^6 \cdot 7,5^2}{7,5^2} \\ &= 325,48 \cdot 10^6 \text{ kg} = 325,48 \text{ t} \end{aligned} \quad (3.55)$$



Obr. 3.15 Schéma zařízení pro výpočet redukované hmotnosti na hydromotor

m_z – hmotnost protizávaží, $m_{p3,4}$ – hmotnost plošiny maximální pro jednotlivé režimy,
 L_1 – vzdálenost těžiště protizávaží od otočného bodu, L_2 – vzdálenost těžiště plošiny
vakuovací nádoby od otočného bodu

Redukovaná hmotnost v režimu Výměna nádoby

$$\frac{1}{2} \cdot m_{p4} \cdot L_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_z \cdot L_1^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot L_1^2$$

$$m_{red2} = \frac{m_{p4} \cdot L_2^2 + m_z \cdot L_1^2}{L_1^2} = \frac{76 \cdot 10^6 \cdot 6^2 + 185 \cdot 10^6 \cdot 7,5^2}{7,5^2} \quad (3.56)$$

$$= 233,64 \cdot 10^6 \text{ kg} = 233,64 \text{ t}$$

Zde $L_1 = 7,5 \text{ m}$, $L_2 = 6 \text{ m}$, $m_z = 185 \text{ t}$ (uvedeno v tab. 1.1).

Pro výpočet vlastní frekvence uvažují modul objemové stlačitelnosti kapalin $K = 1 \cdot 10^9 \text{ Pa}$.

Výsledná vlastní frekvence systému

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red}}} \quad (3.57)$$

Do výše uvedených vztahů byly dosazeny hodnoty, které jsou uvedeny v tab. 3.3, z nichž byla vytvořena data umístěná v tab. 3.3 a tab. 3.4 včetně příkladu výpočtů a grafické závislosti graf 3.1 a graf 3.2.

Průměr pístu	D [m]	0,32
Průměr pístnice	d [m]	0,22
Plocha pístu	S ₁ [m ²]	0,080
Plocha mezikruží	S ₂ [m ²]	0,042
Modul objemové stlačitelnosti kapalin	K [Pa]	1.10 ⁹
Redukovaná hmotnost – Režim Vakuování	m_{red1} [kg]	325 480
Redukovaná hmotnost – Režim Výměna nádoby	m_{red2} [kg]	233 640
Maximální zdvih	h [m]	5,2
Posunutí pístu	y [m]	0,01

Tab. 3.3 Shrnutí parametrů pro výpočet minimální vlastní frekvence hydromotoru

Příklad výpočtu vlastní frekvence pro režim Vakuování

Tuhost hydromotoru

$$k = \frac{S_1 \cdot K}{y} = \frac{0,080 \cdot 1 \cdot 10^9}{0,01} = 8 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-1}. \quad (3.58)$$

Zde S₁ = 0,080 m² (plná plocha pístu), K = 1.10⁹ Pa (modul objemové stlačitelnosti kapaliny), y = 0,01 m (posunutí pístu).

Vlastní frekvence hydromotoru

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red1}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot 10^9}{325\,480}} = 24,951 \text{ Hz}, \quad (3.59)$$

kde k = 8.10⁹ N.m⁻¹ (rovnice 3.58), m_{red1} = 325,480 t (rovnice 3.55).

y	k [N.m ⁻¹]	f _o [Hz]
0,01	8 000 000 000	24,951
0,02	4 000 000 000	17,643
0,03	2 666 666 667	14,405
0,04	2 000 000 000	12,475
0,05	1 600 000 000	11,158
...

Tab. 3.4 Tabulka vypočtených hodnot vlastní frekvence v režimu Vakuování

Příklad výpočtu vlastní frekvence pro režim režim Výměna nádoby

Díličí tuhosti

$$k_1 = \frac{S_1 \cdot K}{y} = \frac{0,08 \cdot 1 \cdot 10^9}{0,01} = 8 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-1} \quad (3.60)$$

$$k_2 = \frac{S_2 \cdot K}{(h - y)} = \frac{0,042 \cdot 1 \cdot 10^9}{(5,2 - 0,01)} = 8,092 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-1} \quad (3.61)$$

Tuhost hydromotoru

$$k = k_1 + k_2 = 8 \cdot 10^9 + 8,092 \cdot 10^6 = 8,008 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-1} \quad (3.62)$$

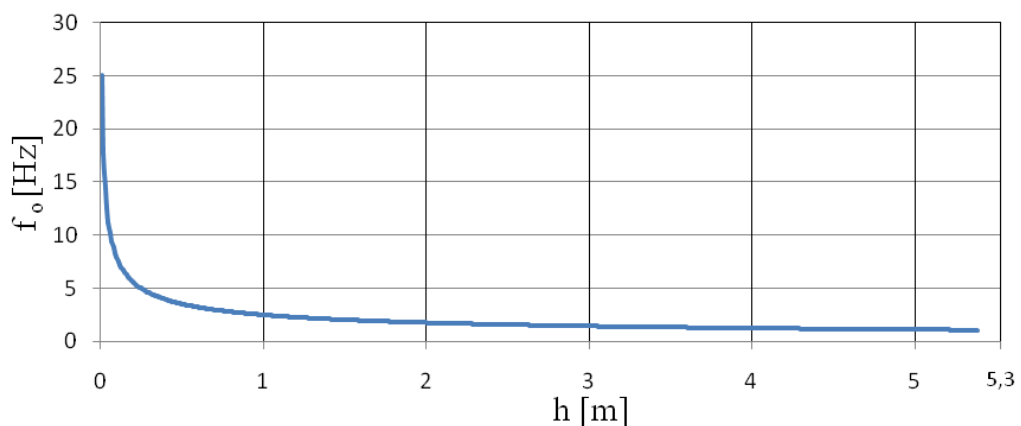
Vlastní frekvence hydromotoru

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{red2}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8,008 \cdot 10^9}{233\,630}} = 29,465 \text{ Hz} \quad (3.63)$$

Zde $k = 8,008 \cdot 10^9 \text{ N.m}^{-1}$ (rovnice 3.62), $m_{red2} = 233,630 \text{ t}$ (rovnice 3.56).

y [m]	k ₁ [N.m ⁻¹]	k ₂ [N.m ⁻¹]	k [N.m ⁻¹]	f _o [Hz]
0,01	8 000 000 000	8092485	8 008 092 486	29,465
0,02	4 000 000 000	8108108	4 008 108 108	20,845
0,03	2 666 666 667	8123791	2 674 790 458	17,029
0,04	2 000 000 000	8139534	2 008 139 535	14,755
0,05	1 600 000 000	8155339	1 608 155 340	13,204
...

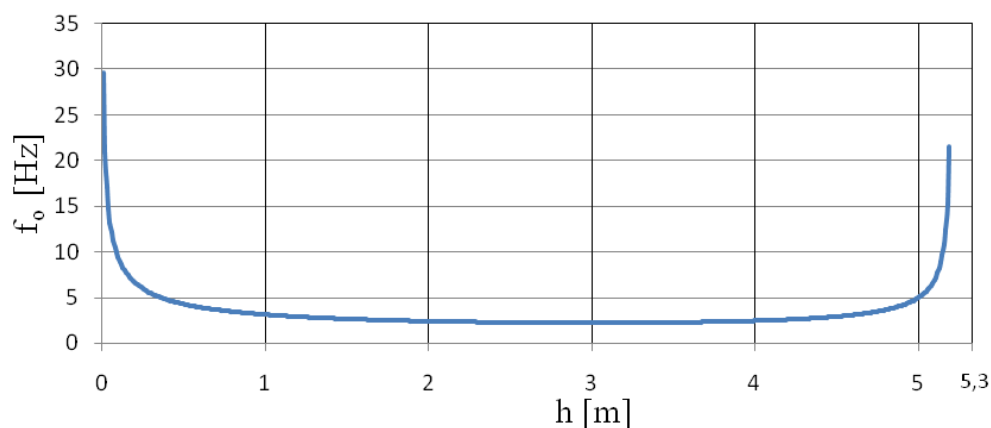
Tab. 3.5 Tabulka vypočtených hodnot vlastní frekvence v režimu Výměna nádoby



Graf 3.1 Závislost vlastní frekvence hydromotoru se zátěží na zdvihu v režimu Vakuování

f_o... vlastní frekvence hydromotoru, h – zdvih hydromotoru

Pro vypočtená data uvedená dle tab. 3.4 je hodnota minimální vlastní frekvence hydromotoru pro režim Vakuování $f_o = 1,098 \text{ Hz}$ při zdvihu $h = 5,2 \text{ m}$ (maximální zdvih).



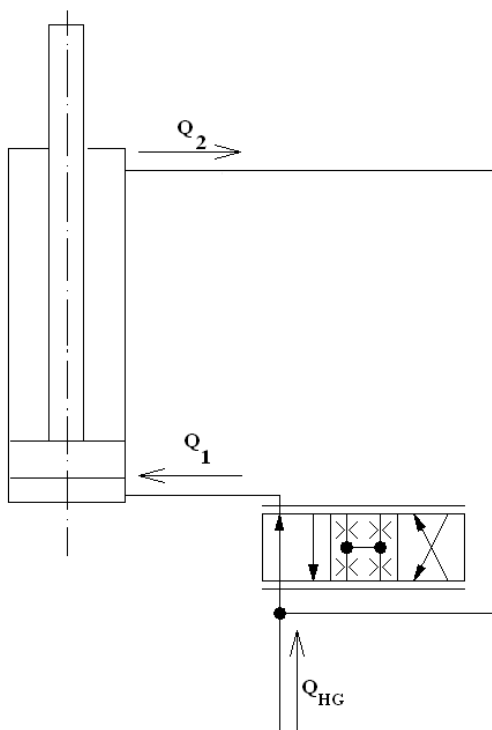
Graf 3.2 Závislost vlastní frekvence hydromotoru se zátěží na zdvihu v režimu Výměna nádoby

f_0 ... vlastní frekvence hydromotoru, h – zdvih hydromotoru

Z tab. 3.5 byla odečtena minimální vlastní frekvence hydromotoru v režimu Výměna nádoby $f_0 = 2,235$ Hz při zdvihu $h = 3,01$ m.

3.2 Návrh hydrogenerátoru

Pro návrh hydrogenerátoru je směrodatná hodnota maximálního průtoku. Maximální průtok je potřeba v režimu Vakuování při zdvihu pístu. V tomto režimu pracuje hydromotor v diferenciálním zapojení, jak je znázorněno na obr. 3.16.



$$Q_1 = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (tab. 3.1)}$$

$$Q_2 = 5,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (tab. 3.1)}$$

$$Q_1 = Q_{HG} + Q_2 \quad (3.64)$$

Z rovnice 3.64 plyne, že potřebný průtok z hydrogenerátoru pro režim Vakuování se vypočte:

$$\begin{aligned} Q_{HG}' &= Q_1 - Q_2 = 0,01 - 5,25 \cdot 10^{-3} \\ &= 4,75 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 285 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}. \end{aligned} \quad (3.65)$$

Obr. 3.16 Schéma hydromotoru s rozváděčem v diferenciálním zapojení pro návrh hydrogenerátoru - Režim Vakuování

Otáčky elektromotoru jsou zvoleny $n = 1480 \text{ min}^{-1}$. Průtoková účinnost je zvolena $\eta_Q = 0,92$.

Potřebný geometrický objem hydrogenerátoru

$$Q'_{HG} = Vg' \cdot n \cdot \eta_Q \Rightarrow Vg' = \frac{Q'_{HG}}{n} \cdot \frac{1}{\eta_Q} = \frac{4,75 \cdot 10^{-3}}{\frac{1480}{60}} \cdot \frac{1}{0,92} = 2,093 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

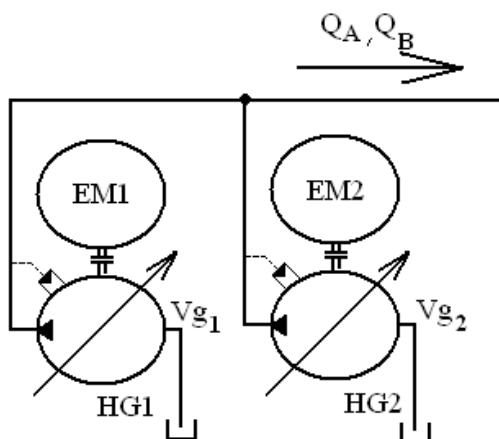
$$= 209 \text{ cm}^3$$
(3.66)

Na základě potřebného geometrického objemu hydrogenerátoru je zvolen axiální pístový regulační hydrogenerátor s nakloněnou deskou 2x 4VSO 125/30R-PPB13N00, Bosch Rexroth (maximální geometrický objem $Vg = 125 \text{ cm}^3$, bez plnicího čerpadla, s tlakovou regulací, typová řada 30, pravotočivý, těsněný pryží, konec hřídele dle normy DIN 6885, připevnění 4 šrouby dle ISO 3019-2, mazání bez pomocného čerpadla).

Skutečný maximální průtok z jednoho hydrogenerátoru

$$Q_{\max} = Q_{HG1} = Q_{HG2} = Vg \cdot n \cdot \eta_Q = 125 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1420}{60} \cdot 0,92 = 2,721 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$$

$$= 163,3 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$
(3.67)



Obr. 3.17 Schéma pro znázornění výpočtu průtoků pro jednotlivé režimy

HG1, HG2...hydrogenerátory s regulací na konstantní tlak, EM1...elektromotor pro pohon hydrogenerátoru HG1, EM2...elektromotor pro pohon hydrogenerátoru HG2, Vg1...geometrický objem hydrogenerátoru HG1, Vg2...geometrický objem hydrogenerátoru HG2, QA...skutečný průtok - režim Vakuování, QB...skutečný průtok - režim Výměna nádoby

Skutečný průtok pro režim Vakuování

Pro režim Vakuování je navrženo nastavit geometrický objem na obou hydrogenerátorech HG1 a HG2 na $Vg_1 = Vg_2 = 110 \text{ cm}^3$.

$$Q_A = Q_{HG1} + Q_{HG2} = (V_{g1} + V_{g2}) \cdot n \cdot \eta_Q = (110 + 110) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1420}{60} \cdot 0,92$$

$$= 4,79 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 287 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_A \gg Q_{HG} \quad (3.69)$$

Z rovnice 3.69 plyne, že skutečný navržený průtok pro režim Vakuování je větší, než průtok potřebný.

Skutečný průtok pro režim Výměna nádoby

Pro režim Výměna nádoby je navrženo nastavit geometrický objem $V_{g1} = 0 \text{ cm}^3$ a $V_{g2} = 40 \text{ cm}^3$. Maximální potřebný průtok v režimu Výměna nádoby je při zdvihu $Q_{HG}'' = Q_3 = 48 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$.

$$Q_B = Q_{HG1} + Q_{HG2} = (V_{g1} + V_{g2}) \cdot n \cdot \eta_Q = (0 + 40) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1420}{60} \cdot 0,92$$

$$= 8,709 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 52,256 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_B \gg Q_{HG}'' \quad (3.71)$$

Z rovnice 3.71 plyne, že skutečný navržený průtok pro režim Výměna nádoby je větší, než průtok potřebný.

Režim	V_{g1} [cm ³]	V_{g2} [cm ³]	Q_A [dm ³ ·min ⁻¹]	Q_B [dm ³ ·min ⁻¹]
Režim Vakuování	110	110	287	0
Režim Výměna nádoby	0	40	0	52,2

Tab. 3.6 Rekapitulace zvolených geometrických objemů a výsledných průtoků

3.3 Návrh elektromotoru

Pro pohon zařízení jsou zvoleny dva elektromotory, každý pro pohon jednoho hydrogenerátoru. Toto řešení bylo zvoleno, aby bylo možné při poruše jednoho pohonu pohybovat alespoň omezenou rychlostí se zátěží. Otáčky hydrogenerátoru byly zvoleny $n = 1460 \text{ min}^{-1}$.

Potřebný výkon elektromotoru pro jeden hydrogenerátor

$$Q_{\max} = Q_{HG1} = Q_{HG2} = 2,721 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ (rovnice 3.60), } p_{\max} = p_A = 18,9 \text{ MPa (tab. 3.2).}$$

$$P_H = Q_{\max} \cdot p_{\max} = Q_{HG1} \cdot p_A = 2,724 \cdot 10^{-3} \cdot 18,9 \cdot 10^6 = 51,439 \cdot 10^3 \text{ W} \cong 52 \text{ kW} \quad (3.72)$$

Potřebný příkon elektromotoru

Účinnost elektromotoru je zvolena $\eta_E = 0,92$.

$$P_E = \frac{P_H}{\eta_E} = \frac{52 \cdot 10^3}{0,92} = 56,521 \cdot 10^3 \text{ W} \cong 57 \text{ kW} \quad (3.73)$$

3.4 Návrh hydraulického agregátu

Jako pohonná jednotka řešeného zařízení je zvolen hydraulický agregát na zakázku od firmy Bosch Rexroth. Hydraulický agregát bude složen ze dvou elektromotorů každý o minimálním výkonu 52 kW. Elektromotory budou napojeny každý na jeden hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak 2x 4VSO 125/30R-PPB13N00. Maximální tlak je roven 18,9 MPa. Na obr. 3.18 je uveden příklad hydraulického agregátu na zakázku poháněného dvěma elektromotory.



Obr. 3.18 Příklad hydraulického agregátu poháněného dvěma elektromotory

3.5 Návrh regulačních ventilů

Z důvodu velkého rozptylu průtoků, potřebných pro práci hydromotoru ve dvou režimech, byly v kapitole 2 zvoleny pro řízení velikosti a směru průtoku dva proporcionální rozváděče s integrovanou elektronikou. Charakteristiky, ze kterých je proveden návrh, jsou uvedeny v příloze B.

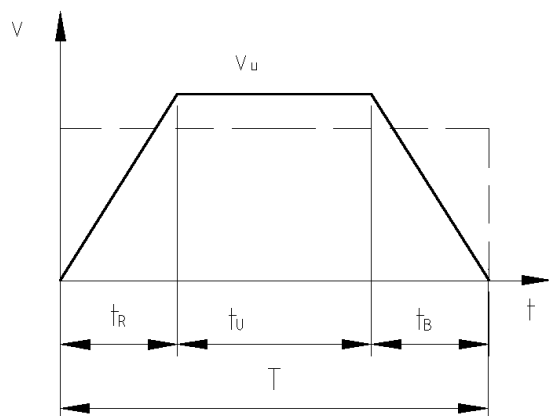
Pro řízení rychlostí v režimu Vakuování je zvolen proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou: 4WRTE 27 V1-500L-4X/6EG24K31/A1M Bosch Rexroth (světlost 27 mm, modifikované šoupátko V1, maximální průtok $500 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu $\Delta p_R = 10 \text{ bar}$, lineární charakteristika, série 4X, servořízení 6E, ovládací napětí 24V DC, připojení dle normy DIN EN 175201-804, regulační rozsah $\pm 10\text{V}$, klasické pryžové těsnění, $p_{\max} = 35 \text{ MPa}$).

Pro řízení rychlostí v režimu Výměna nádoby je zvolen proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou: 4WREE 10 E1-50-2X/G24K31/A1M Bosch Rexroth (světlost 10 mm, modifikované šoupátko E1, maximální průtok $50 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ při tlakovém spádu

$\Delta p_R = 10 \text{ bar}$, série 2X, ovládací napětí 24V DC, připojení dle normy DIN EN 175201-804, regulační rozsah $\pm 10\text{V}$, klasické pryžové těsnění, $p_{\max} = 31,5\text{MPa}$).

3.5.1 Návrh rampové funkce pro rychlost v režimu Vakuování

V režimu Vakuování je minimální vlastní frekvence hydromotoru se zátěží $f_0 = 1,098 \text{ Hz}$ (vypočteno v kap. 3.1.5). Doba cyklu $T = 600 \text{ s}$, redukovaná hmotnost v režimu Vakuování $m_{\text{red1}} = 325\,480 \text{ kg}$ (rovnice 3.55). Návrh rampové funkce je znázorněn na obr. 3.19.



Doba rozběhu a doba brzdění hydromotoru je zvolena $t_R = t_B = 2,8 \text{ s}$.

Obr. 3.19 Schéma rampové funkce pro režim Vakuování

Výpočet ustálené doby

$$t_u = T - t_R - t_B = 600 - 2,8 - 2,8 = 594,4 \text{ s}. \quad (3.74)$$

Výpočet ustálené rychlosti

$$v_u = \frac{h}{0,5 \cdot t_R + t_u + 0,5 \cdot t_B} = \frac{5,2}{0,5 \cdot 2,8 + 594,4 + 0,5 \cdot 2,8} = 8,707 \cdot 10^{-3} \text{ m.s}^{-1}, \quad (3.75)$$

kde $h = 5,2 \text{ m}$ je zdvih hydromotoru.

Výpočet zrychlení

$$a = \frac{v_u}{t_R} = \frac{8,707 \cdot 10^{-3}}{2,8} = 3,109 \cdot 10^{-3} \text{ m.s}^{-2}. \quad (3.76)$$

Tlakový spád potřebný pro rozběh hmoty

$$\Delta p_a = \frac{m_{\text{red1}} \cdot a}{S_1} = \frac{325\,480 \cdot 3,109 \cdot 10^{-3}}{0,08} = 12\,649 \text{ Pa} = 0,012 \text{ MPa}. \quad (3.77)$$

Vlastní kruhová frekvence hydromotoru

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 1,098 = 6,898 \text{ rad.s}^{-1}. \quad (3.78)$$

Doporučená budící frekvence

$$\omega_B = \frac{\omega_0}{3} = \frac{6,898}{3} = 2,299 \text{ rad.s}^{-1}. \quad (3.79)$$

Časová konstanta budícího periodického signálu

$$T_B = \frac{1}{\omega_B} = \frac{1}{2,299} = 0,434s. \quad (3.80)$$

Doba rozběhu a brzdění, nastavená na elektronické kartě jako dobu nárůstu nebo poklesu rampové funkce t_R , t_B se doporučuje volit jako několikanásobek časové konstanty T_B .

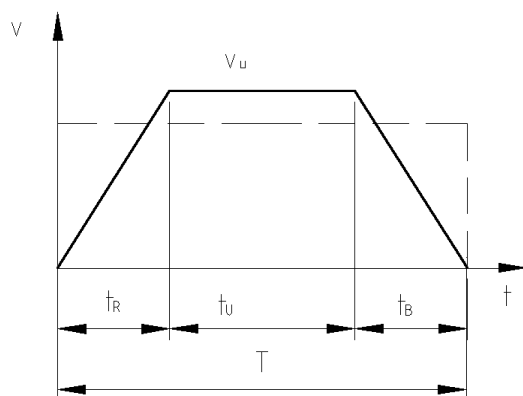
$$t_{R\min} = t_{B\min} = (5 \dots 6) \cdot T_B = 6 \cdot 0,434 = 2,609s \quad (3.81)$$

$$t_R \geq t_{R\min} \\ 2,8 \geq 2,63 \quad (3.82)$$

Z rovnice 3.82 plyne, že zvolená doba rozběhu a brzdění hydromotoru je menší, než doporučená minimální doba rozběhu a brzdění hydromotoru.

3.5.2 Návrh rampové funkce pro rychlost v režimu Výměna nádoby

V režimu Výměna nádoby je minimální vlastní frekvence hydromotoru se zátěží $f_o = 2,235$ Hz (vypočteno v kap. 3.1.5). Doba cyklu $T = 6000$ s, redukovaná hmotnost v režimu Vakuování $m_{red2} = 233\,640$ kg (rovnice 3.56). Návrh rampové funkce je znázorněn na obr. 3.20.



Doba rozběhu a doba brzdění hydromotoru je zvolena $t_R = t_B = 1,5$ s.

Obr. 3.20 Schéma rampové funkce pro režim Výměna nádoby

Výpočet ustálené doby

$$t_u = T - t_R - t_B = 6000 - 1,5 - 1,5 = 5\,997s. \quad (3.83)$$

Výpočet ustálené rychlosti

$$v_u = \frac{h}{0,5 \cdot t_R + t_u + 0,5 \cdot t_B} = \frac{5,2}{0,5 \cdot 1,5 + 5\,997 + 0,5 \cdot 1,5} = 8,668 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}^{-1}, \quad (3.84)$$

kde $h = 5,2$ m je zdvih hydromotoru.

Výpočet zrychlení

$$a = \frac{v_u}{t_R} = \frac{8,668 \cdot 10^{-4}}{1,5} = 5,779 \cdot 10^{-4} \text{ m.s}^{-2}. \quad (3.85)$$

Tlakový spád potřebný pro rozběh hmoty

$$\Delta p_a = \frac{m_{red2} \cdot a}{S_1} = \frac{233\,640 \cdot 5,779 \cdot 10^{-4}}{0,08} = 1\,688 \text{ Pa} = 1,688 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}. \quad (3.86)$$

Vlastní kruhová frekvence hydromotoru

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 2,235 = 14,042 \text{ rad.s}^{-1}. \quad (3.87)$$

Doporučená budící frekvence

$$\omega_B = \frac{\omega_0}{3} = \frac{14,042}{3} = 4,680 \text{ rad.s}^{-1}. \quad (3.88)$$

Časová konstanta budícího periodického signálu

$$T_B = \frac{1}{\omega_B} = \frac{1}{4,680} = 0,213 \text{ s}. \quad (3.89)$$

$$t_{R\min} = t_{B\min} = (5 \dots 6) \cdot T_B = 6 \cdot 0,213 = 1,281 \text{ s} \quad (3.90)$$

$$t_R \succ t_{R\min} \\ 1,5 \succ 1,306 \quad (3.91)$$

Z rovnice 3.91 plyne, že zvolená doba rozběhu a brzdění hydromotoru je menší, než doporučená minimální doba rozběhu a brzdění hydromotoru.

3.6 Návrh ostatních prvků

Návrhem ostatních prvků se rozumí návrh všech prvků schéma hydrauliky dle obr. 2.1 (podrobněji je schéma označeno na výkrese 1-HO-01 včetně specifikace 1-HO-01-S) kromě těch, které již byly navrženy ve dřívějších kapitolách. Návrh všech prvků je proveden dle charakteristik a katalogů dle literatury [12].

Vestavný ventil 4.1

Ventilem protéká maximální průtok $Q_A = 287 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Je navržen vestavný ventil LC 25 A 05 D 7X (světlost 25mm, s poměrem ploch 2:1, otevírací tlak 0,5 bar, se ztlumením, výrobní řada 7x). Maximální přípustné parametry zvoleného vestavného ventilu: $Q_{\max} = 620 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 42 \text{ MPa}$. Maximální tlakový spád na vestavném ventilu při maximálním pracovním průtoku $Q_A = 287 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je roven $\Delta p_{\max} = 1,8 \text{ bar}$.

Vestavný ventil 4.2

Ventilem protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Je navržen vestavný ventil LC 32 B20D 7X (světlost 32 mm, s poměrem ploch 14,3:1, otevírací tlak 2 bar, se ztlumením, výrobní řada 7x). Maximální přípustné parametry zvoleného vestavného ventilu: $Q_{\max} = 1200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 42 \text{ MPa}$.

Maximální tlakový spád na vestavném ventilu při maximálním pracovním průtoku $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je roven $\Delta p_{\max} = 2,5 \text{ bar}$.

Řídicí deska na vestavný ventil 5.1

Deskou protéká maximální průtok $Q_A = 287 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Na vestavný ventil 4.1 je navržena řídicí deska LFA 25 GWA – 7x APT (deska s elektricky ovládaným 4/2 rozváděčem a se střídacím ventilem, výrobní řada 7x, se clonami v kanálech A, P a T). Maximální přípustné parametry zvolené řídicí desky jsou: $Q_{\max} = 620 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 42 \text{ MPa}$.

Řídicí deska na vestavný ventil 5.2

Deskou protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Na vestavný ventil 4.1 je navržena řídicí deska LFA 32 GWA – 7x APT (deska s elektricky ovládaným 4/2 rozváděčem a se střídacím ventilem, výrobní řada 7X, se clonami v kanálech A, P a T). Maximální přípustné parametry zvolené řídicí desky jsou: $Q_{\max} = 1200 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 42 \text{ MPa}$.

Jednosměrný ventil 6

Jednosměrným ventilem protéká maximální průtok $Q_3 = 48 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Je navržen jednosměrný ventil M-SR 10 KE 02 – 1X (světlost 10 mm, zásuvný typ, otevírací tlak 2 bar, výrobní řada 1X, klasické pryžové těsnění). Maximální přípustné parametry zvoleného jednosměrného ventilu jsou: $Q_{\max} = 50 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 31,5 \text{ MPa}$. Maximální tlakový spád při pracovním průtoku $Q_3 = 48 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je roven $\Delta p_{\max} = 2,5 \text{ bar}$.

Jednosměrný ventil 7.1, 7.2

Jednosměrným ventilem protéká maximální průtok $Q_2 = 315 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Jsou navrženy jednosměrné ventily 2x M-SR 30 KE 02 – 1X (světlost 30 mm, zásuvný typ, otevírací tlak 2 bar, výrobní řada 1X, klasické pryžové těsnění). Maximální přípustné parametry zvolených jednosměrných ventilů jsou: $Q_{\max} = 400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 31,5 \text{ MPa}$. Maximální tlakový spád při pracovním průtoku $Q_2 = 315 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je roven $\Delta p_{\max} = 2 \text{ bar}$.

Jednosměrný ventil 8.1, 8.2

Jednosměrným ventilem protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Jsou navrženy jednosměrné ventily 2 x M-SR 30 KE 02-1X řazené paralelně (světlost 30mm, propojení kanálů KE, otevírací tlak 2 bar, výrobní řada 1X). Maximální přípustné parametry zvolených jednosměrných ventilů jsou: $Q_{\max} = 400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 31,5 \text{ MPa}$. Maximální tlakový spád při pracovním průtoku $Q_{\max} = 400 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ je roven $\Delta p_{\max} = 3 \text{ bar}$.

Brzdící ventil 9.1, 9.2

Brzdícím ventilem protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Jsou navrženy brzdící ventily 2 x DBDS 30 K1X/200 řazené paralelně (se šestihranem a ochranným krytem, světlost 30mm, typ – patrona, typová řada 1X).

Maximální přípustné parametry zvolených brzdících ventilů jsou: $Q_{\max} = 330 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 20 \text{ MPa}$.

Brzdící ventil 10

Brzdícím ventilem protéká maximální průtok $Q_3 = 48 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Je zvolen brzdící ventil DBDS 10 K1X/200 (se šestihranem a ochranným krytem, světlost 10 mm, typ – patrona, typová řada 1X). Maximální přípustné parametry zvoleného brzdícího ventilu jsou: $Q_{\max} = 120 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 20 \text{ MPa}$.

Předepínací ventil 11.1, 11.2

Předepínacími ventily protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Jsou zvoleny předepínací ventily 2x DBDS 30 K1X/200 řazené paralelně (se šestihranem a ochranným krytem, světlost 30 mm, typ – patrona, typová řada 1X). Maximální přípustné parametry zvolených předepínacích ventilů jsou: $Q_{\max} = 330 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, $p_{\max} = 20 \text{ MPa}$.

Filtr 12

Filtrem protéká maximální průtok $Q_1 = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$. Maximální tlak činí $p_A = 18,9 \text{ MPa}$. Je zvolen filtr s obtokem 250 LEN 1000 H5XL-A0-09 V 5,0-SO M 00 ($p_{\max} = 250 \text{ bar}$, filtrační element dle normy DIN 24 550, $Q_{\max} = 1000 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, filtrace na $5 \mu\text{m}$, teplota do 100°C , bez elektromagnetu, obtok nastaven na 7bar, maximální přípustný tlakový spád na filtru 30 bar, optická indikace zanesení filtrační vložky se sepne po 5 barech, připojení filtru na přírubu, klasické pryžové těsnění).

4. ZÁKLADNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO OBVODU PRO PŘESNÉ POLOHOVÉ ŘÍZENÍ HYDROMOTORU

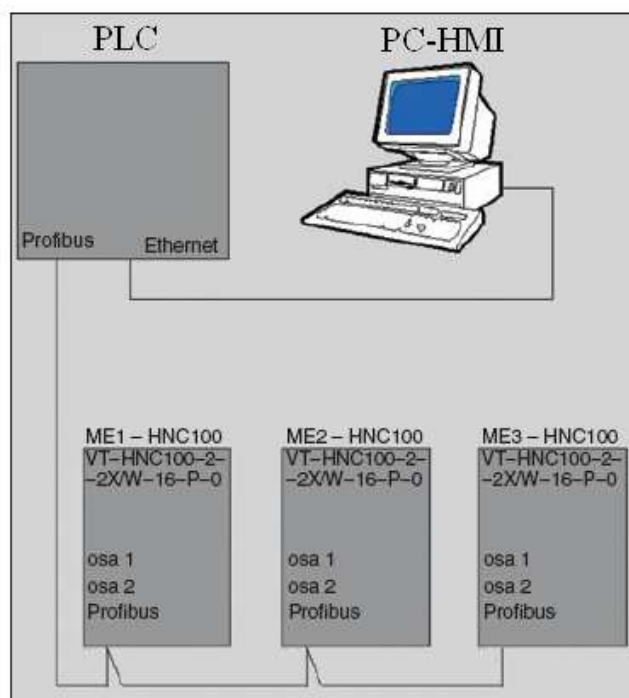
Pro regulaci dle zvoleného schématu (kapitola 2) je zvolen dvouosý regulátor VT-HNC100-2 Bosch Rexroth. Blokové schéma řízení je znázorněno na obr. 4.2.

HNC 100 (Hydraulic Numeric control)

Modul HNC 100 slouží pro řízení polohy. Je to samostatná řídicí jednotka, která zpracovává analogové i digitální signály. Modul HNC 100 může ovládat analogové i digitální výstupy. Pro regulaci je určen analogový výstup, který umožňuje řídit akční členy, jakými může být např. proporcionální ventil, frekvenční měnič aj.

K modulu HNC 100 lze připojit jednoduché obslužné rozhraní – panel BB3 rovněž od firmy Bosch Rexroth, pomocí něhož jde do modulu zadávat hodnoty. Dnes se stále více používá řízení přes komunikační kanál, pomocí kterého se spojí modul s nadřazeným řídicím systémem. Pomocí takto zvoleného řízení je možno získaná data sledovat přímo na displeji počítače například ve formě grafů.

K ovládání a vizualizaci realizované úlohy slouží program Protool/Pro, který umí nastavit standardní vlastnosti, kterými jsou například zadávání dat, prezentace stavu snímačů, sledování poruch aj. Mimo jiné lze do archivů na pevném disku počítače ukládat průběhy analogových signálů, provozní hlášení, hlášení o poruchách aj.

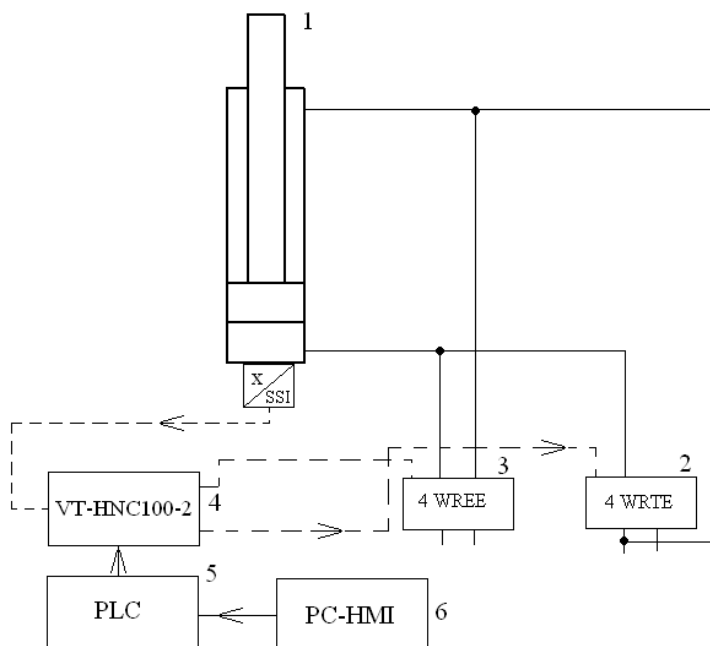


Obr. 4.1 Příklad architektury řídicího systému (převzato z lit. [8])

*PC-HMI- počítač s rozhraním HMI, PLC – programovatelný logický automat,
ME 1- 3 jednotlivé řízené okruhy pomocí modulu HNC 100*

Na obr. 4.1 je zobrazen příklad architektury řídicího systému. Skládá se z počítače s operátorským rozhraním HMI, pomocí něhož člověk ovlivňuje chod procesu. Počítač je napojen na programovatelný logický automat, který se od počítače liší především tím, že jeho periferie jsou přímo uzpůsobeny pro napojení na technologické procesy. Periferie tvoří analogové a digitální vstupy a výstupy. Komunikace mezi počítačem, programovatelným logickým automatem a jednotlivými řízenými okruhy ME 1-3 je realizována pomocí sběrnic Ethernet a Profibus, které se liší topologií, rychlostí přenosu aj. Více o problematice řízení pomocí modulu HNC 100 nalezneme v literatuře [4] a [8].

Na obr. 4.2 je znázorněno blokové schéma řízení navrhovaného technologického procesu vakuování. Snímač polohy 4 snímá polohu pístnice ve dvou osách (pro každý proporcionální rozváděč zvlášť), čímž poskytuje polohovou zpětnou vazbu, do regulátoru. Regulátor pracuje na již popsaném principu viz obr. 1.9. Člověk komunikuje s regulátorem pomocí počítače s rozhraním HMI a pomocí programovatelného logického automatu.



Obr. 4.2 Blokové schéma řízení navrhovaného technologického procesu vakuování

1...hydromotor s vestavěným snímačem polohy, 2...proporcionální rozváděč pro řízení v režimu Vakuování, 3... proporcionální rozváděč pro řízení v režimu Výměna nádoby, 4... dvouosý regulátor VT-HNC100-2, 5... programovatelný logický automat, 6 ... počítač s rozhraním HMI

5. MATEMATICKÝ MODEL ŘEŠENÉHO VAKUOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Technologický proces sestává ze dvou režimů, jak již bylo uvedeno v kapitole 1. Režim Výměna nádoby se provádí přibližně 1 krát za 4 dny. Režim Vakuování probíhá několik desítek cyklů po přibližně 10-ti minutách (bez provozních pohybů), než nastává režim Výměna nádoby. Nejdůležitější režim z technologického procesu je tedy režim Vakuování, pro něj je proveden matematický model.

5.1 Určení konstant a přenosů matematického modelu

V následující kapitole je proveden výpočet všech konstant a přenosů řešeného matematického modelu vakuovacího zařízení. Schéma matematického modelu je uvedeno v příloze C.

Ovládací napětí

Dle charakteristiky na obr. 7.3, která je uvedena v příloze B, má rozváděč maximální průtok $Q_{\max} = 700 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} = 0,0116 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ při zvoleném tlakovém spádu 20 bar. Ovládací napětí $u_{\max} = \pm 10 \text{ V}$ (dle kap. 3.5). Potřebný průtok do hydromotoru pro zdvih v režimu Vakuování $Q_1 = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 600 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ (uvedeno v tab. .3.1).

Ovládací napětí

$$u = \frac{Q_1 \cdot u_{\max}}{Q_{\max}} = \frac{0,01 \cdot 10}{0,0116} = 8,62 \text{ V} \approx 9 \text{ V} \quad (5.1)$$

Zesílení napětí

Pro řešení matematický model je zvoleno brzdění hydromotoru při dojezdu posledních $x = 100 \text{ mm}$ před požadovaným zdvihem. Ovládací napětí $u = 9 \text{ V}$ (rovnice 5.1). Zesílení napětí je na schématu matematického modelu v příloze C označeno jako zesílení 1.

$$u = K_u \cdot x \Rightarrow K_u = \frac{u}{x} = \frac{9}{100} = 0,09 \text{ V} \cdot \text{m}^{-1} \quad (5.2)$$

Volba regulátoru

Pro brzdění hydromotoru při dojezdu byl zvolen PT regulátor, který je na schématu matematického modelu v příloze C označen PT-regulátor. Je zvoleno brzdění podle funkce:

$$PT_{reg} = \frac{1}{0,2 \cdot s + 1} \quad (5.3)$$

Určení přenosu proporcionálního rozváděče

V režimu Vakuování pracuje rozváděč 4WRTE 27 500 L. Použitý rozváděč je dvoustupňový světlosti 27 mm. Dvoustupňové prvky velké světlosti se chovají jako prvky se setrvačností 2. řádu. Jedná se o proporcionální rozváděč s integrovanou elektronikou, tedy řízený pomocí zpětné vazby (v podstatě se jedná o servoventil). Na obr. 7.5 v příloze B je patrná vlastní frekvence proporcionálního rozváděče při poklesu amplitudy o -3 dB $f_R = 17 \text{ Hz}$.

Vlastní kruhová frekvence proporcionálního rozváděče

$$\omega_R = 2 \cdot \pi \cdot f_R = 2 \cdot \pi \cdot 17 = 106,814 \text{ s}^{-1} \quad (5.4)$$

Časová konstanta proporcionálního rozváděče

$$T_R = \frac{1}{\omega_R} = \frac{1}{106,814} = 9,362 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (5.5)$$

Tlumení proporcionálního rozváděče je zvoleno $\xi_R = 0,6$

Zesílení proporcionálního rozváděče

$u = 9 \text{ V}$ (vypočteno v rovnici 5.1), $Q_1 = 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Na matematickém modelu uvedeném v příloze C je zesílení proporcionálního rozváděče označeno jako zesílení 2.

$$Q_1 = K_{Q,u} \cdot u \Rightarrow K_{Q,u} = \frac{Q_1}{u} = \frac{0,01}{9} = 1,111 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} \text{ V}^{-1} \quad (5.6)$$

Přenos proporcionálního rozváděče

$$\begin{aligned} G_R(s) &= \frac{1}{T_R^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi_R \cdot T_R \cdot s + 1} \cdot K_{Q,u} \\ &= \frac{1}{(9,362 \cdot 10^{-3})^2 \cdot s^2 + 2 \cdot 0,6 \cdot 9,362 \cdot 10^{-3} \cdot s + 1} \cdot 1,111 \cdot 10^{-3} \\ &= \frac{1}{8,764 \cdot 10^{-5} s^2 + 0,011 s + 1} \cdot 1,111 \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Určení přenosu hydromotoru

V režimu Vakuování pracuje hydromotor v diferenciálním zapojení, pro toto zapojení byla spočtena vlastní frekvence hydromotoru $f_o = 1,098 \text{ Hz}$ (výpočet je uveden v kapitole 3.1.5).

Vlastní kruhová frekvence hydromotoru

$$\omega_M = 2 \cdot \pi \cdot f_o = 2 \cdot \pi \cdot 1,098 = 6,898 \text{ s}^{-1} \quad (5.8)$$

Časová konstanta hydromotoru

$$T_M = \frac{1}{\omega_M} = \frac{1}{6,868} = 0,144 \text{ s} \quad (5.9)$$

Tlumení hydromotoru je zvoleno $\xi_M = 0,2$

Zesílení hydromotoru

Zesílení hydromotoru je na matematickém modelu v příloze C uvedeno jako zesílení 3.

Plocha pístu $S_1 = 0,08 \text{ m}^2$ (rovnice 3.9).

$$k_{Q,v} = \frac{v_1}{Q_1} = \frac{1}{\frac{Q_1}{v_1}} = \frac{1}{S_1} = \frac{1}{0,08} = 12,5 \text{ m}^{-2} \quad (5.10)$$

Přenos hydromotoru

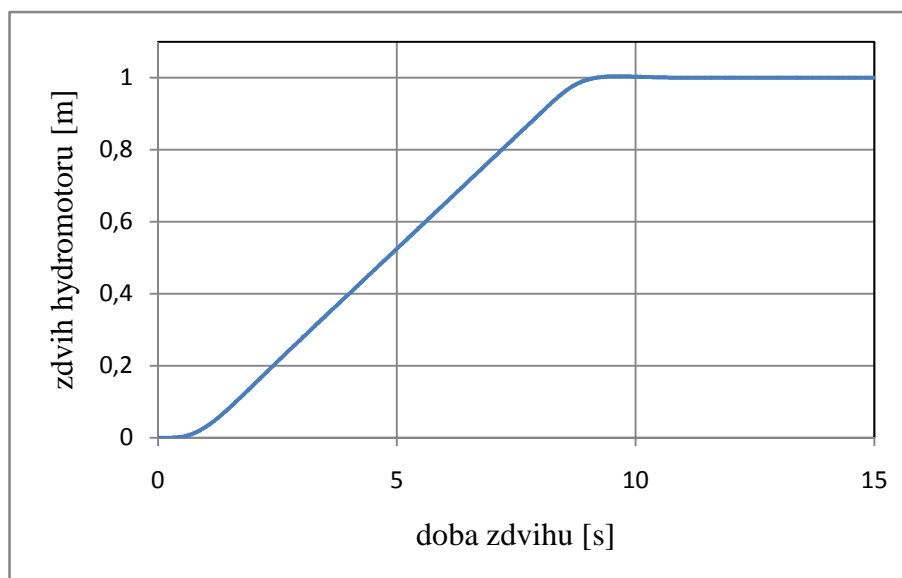
$$\begin{aligned} G_M(s) &= \frac{1}{T_M^2 s^2 + 2 \cdot \xi_M \cdot T_M \cdot s + 1} \cdot k_{Q,v} \\ &= \frac{1}{(0,144)^2 \cdot s^2 + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,144 \cdot s + 1} \cdot 12,5 \\ &= \frac{1}{0,020 s^2 + 0,172 s + 1} \cdot 12,5 \end{aligned} \quad (5.11)$$

5.1 Popis matematického modelu

Na základě výše vypočtených parametrů je sestaven matematický model řešeného vakuovacího zařízení, který je znázorněn v příloze C. Požadovaný zdvih hydromotoru je zvolen $x_1 = 1000 \text{ mm}$, který je dosažen rychlostí $v = 0,125 \text{ m.s}^{-1}$. Požadovaný zdvih x_1 je veden do porovnávacího členu Add. V tomto členu se odečítá hodnota skutečného zdvihu hydromotoru x_m (násobená zesílením $4 = 1000$ pro dosažení skutečného zdvihu hydromotoru v milimetrech) od hodnoty požadovaného zdvihu x_1 , čímž vznikne regulační odchylka e . Člen omezení $+100 -100$ zajistí brzdění hydromotoru 100 milimetrů před požadovaným zdvihem. Člen zesílení 1 zajistí převod regulační odchylky e , která je v milimetrech na volty. PT-regulátor provede brzdění hydromotoru při dojezdu v posledních 100 mm před požadovaným zdvihem dle zvolené funkce PT- regulátoru. Do členu rozváděč 4WRTE vstupuje napětí pro dosažení požadovaného průtoku. Pomocí členu zesílení 2 je realizován převod napětí na průtok. Při průchodu přes člen hydromotor je výsledkem skutečný průtok, který je členem zesílení 3 převeden na rychlost. Skutečná poloha hydromotoru vznikne integrací provedenou členem integrátor.

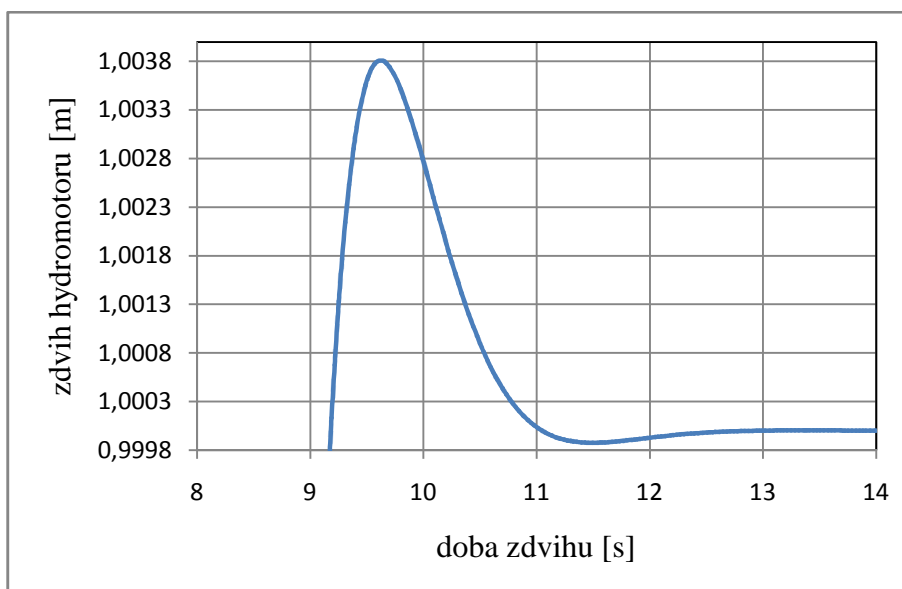
5.2 Dosažené výsledky matematického modelu řešeného vakuovacího zařízení

Cílem matematického modelu je zhodnotit řešené zařízení z hlediska požadované přesnosti polohování. Přesnost polohování hydromotoru byla zadána $\pm 5\text{ mm}$ (tab. 1.1).



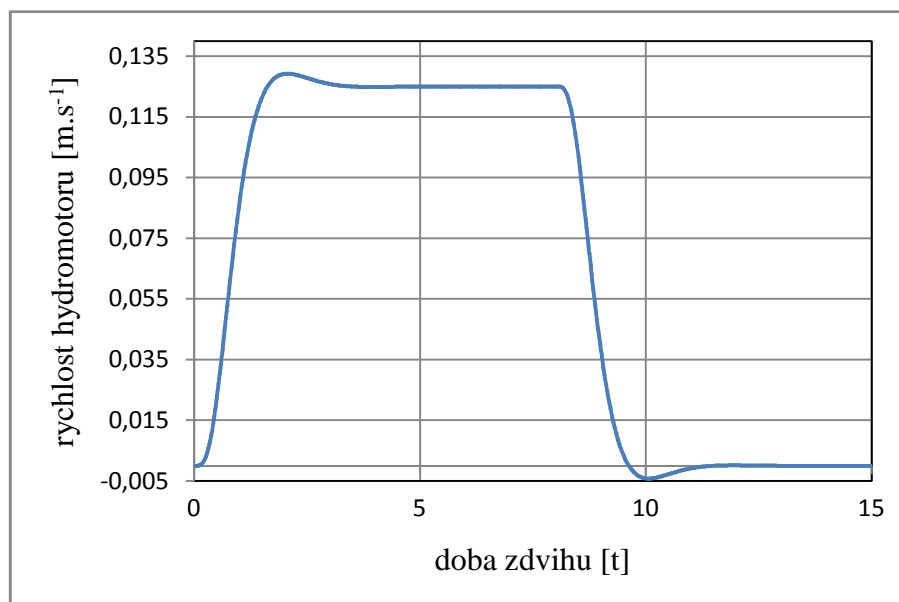
Graf 5.1 Závislost zdvihu hydromotoru na době zdvihu

Z grafické závislosti graf 5.1 je patrné, že při požadovaném zdvihu 1 metr, a při zvolených parametrech regulace, dosáhne hydromotor zdvihu 1 metr za dobu přibližně 9 sekund. Přesnost regulace je lépe vidět na zvětšeném grafu graf 5.2.



Graf 5.2 Závislost zdvihu hydromotoru na době zdvihu ve zvětšení

Ze zvětšené grafické závislosti graf 5.2 je vidět, že hydromotor dojde na polohu s přesností polohování po zaokrouhlení maximálně $+ 4\text{ mm}$ a $- 0,2\text{ mm}$.



Graf 5.3 Závislost rychlosti hydromotoru na době zdvihu

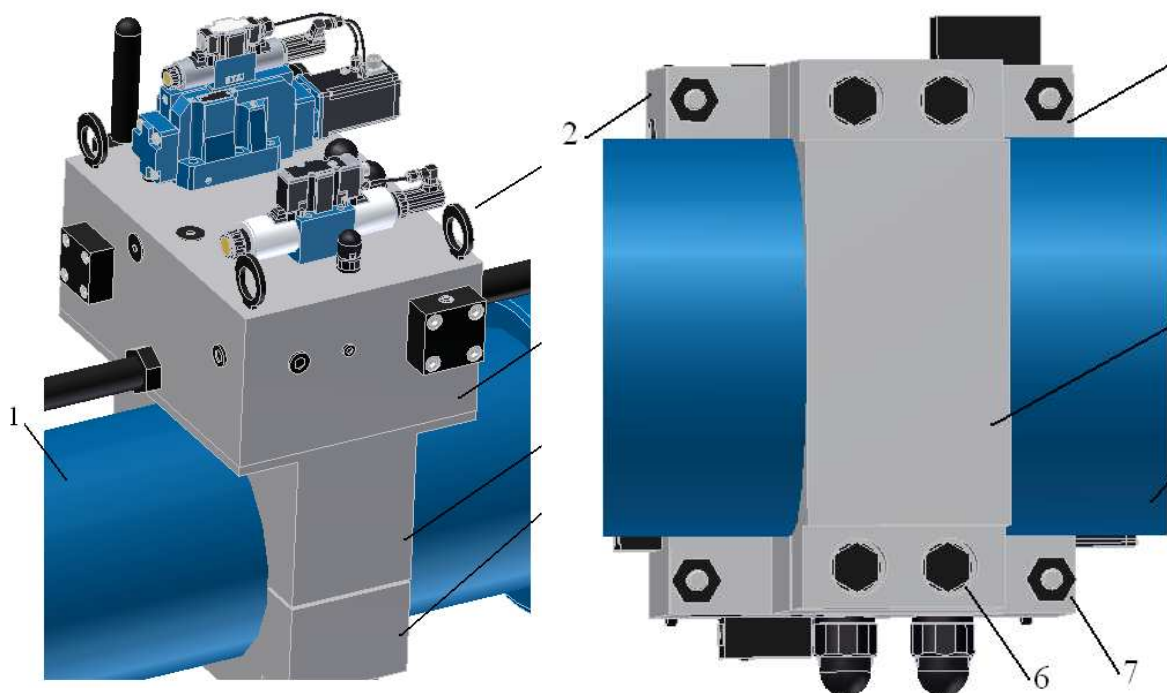
Rychlost v závislosti na době zdvihu hydromotoru je znázorněna na grafické závislosti graf 5.3. Je zřejmé, že rychlost roste přibližně do doby zdvihu 2 sekundy, poté dosáhne požadované rychlosti. V čase 8 sekund je hydromotor 100 milimetrů před požadovaným zdvihem a hydromotor začne brzdít, což má za následek snižování rychlosti. V čase přibližně 9,5 sekundy nabývá rychlost hydromotoru záporných hodnot, což je způsobeno vrácením hydromotoru do požadované hodnoty zdvihu.

6. KONSTRUKČNÍ NÁVRH PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU S OVLÁDACÍM BLOKEM SITUOVANÝM NA TĚLESE HYDROMOTORU

Pohon řešeného vakuovacího zařízení je řízen proporcionálními rozváděči. U takto navržených pohonů je snahou umístit rozváděče co nejbližší ke vstupům do hydromotoru.

Na obr. 6.1 je znázorněn konstrukční návrh přímočarého hydromotoru s řídicím blokem situovaným na tělese hydromotoru. Na hydromotoru 1 je umístěna objímka, která je složena z horní části objímky 3 a dolní části objímky 4. Na horní část objímky je připevněn šrouby 5 řídicí blok 2. Šrouby 5 jsou utaženy maticemi 7. Horní část objímky 3 a spodní část objímky 4 jsou sevřeny šrouby 6.

Výkres sestavy přímočarého hydromotoru s blokem situovaným na tělese hydromotoru je přiložen v příloze (1-VD-01). Výpočet šroubů a volba jednotlivých koeficientů je provedena dle literatury [7]. Při výpočtu není uvažována hmotnost kapaliny v jednotlivých částech, což je zohledněno ve výsledné bezpečnosti. Hmotnosti jednotlivých částí jsou odečteny pomocí programu Autodesk Inventor ze 3D modelu, z něhož byl vytvořen výkres sestavy 1-VD-01 s uvažováním hustoty oceli $\rho = 7\,850 \text{ kg.m}^{-3}$.



Obr. 6.1 Navržené konstrukční řešení přímočarého hydromotoru s blokem situovaným na tělese hydromotoru (vlevo-přední pohled, vpravo-spodní pohled)

1...hydromotor, 2...řídící blok, 3...horní část objímky, 4...spodní část objímky, 5,6...šrouby, 7...matice

6.1 Návrh průměru šroubu pro připevnění řídicího bloku k horní části objímky

Dle obr. 6.1 je patrné, že šroub pro připevnění řídicího bloku k horní části objímky musí zachytit síly vzniklé od hmotnosti řídicího bloku. Hmotnost řídicího bloku $m_B = 487,1$ kg. Hydromotor s řídicím blokem je nakloněn o úhel 30° (odečteno z výkresové dokumentace dle literatury [9]). Pro výpočet je uvažován nejhorší možný stav, kdy se uvažuje mazaný spoj (součinitel tření pro styk tělesa s podložkou zvolen $f = 0,16$). Při výpočtu se vychází z obr. 6.2.

Zatěžující síla od tíhy břemene

$$F_{g(1)} = m_B \cdot g = 487,1 \cdot 9,81 = 4\,778\,N \quad (6.1)$$

Na tah zatěhuje šroub zatěžující síla od tíhy břemene přenesená do axiálního směru.

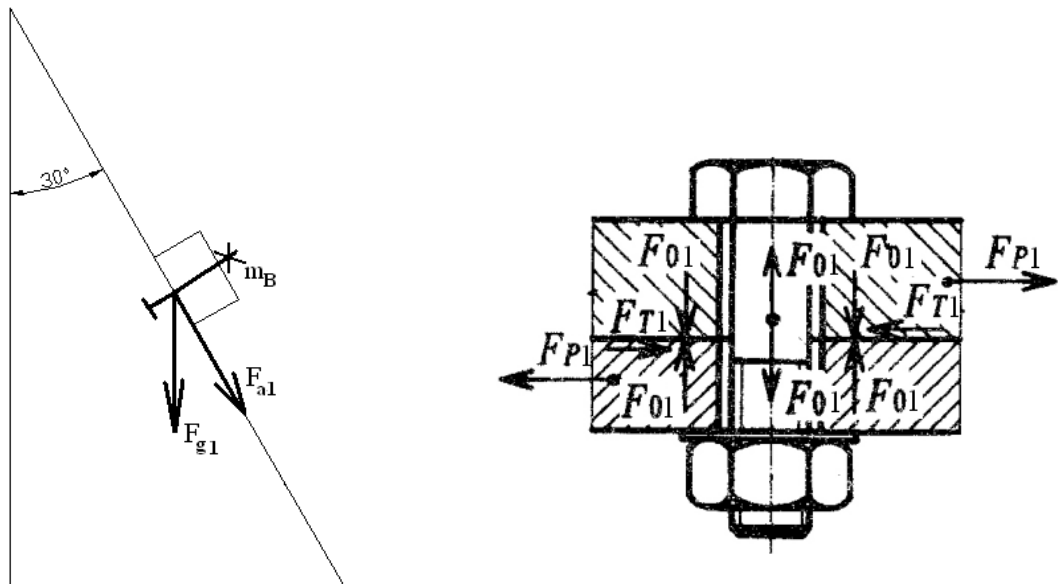
Zatěžující síla přenesená do axiálního směru

$$F_{a(1)} = \frac{F_{g(1)}}{\cos 30} = \frac{4\,778}{\cos 30} = 5\,517\,N \quad (6.2)$$

$$F_{a(1)} = F_{p(1)} = 5\,517\,N \quad (6.3)$$

Normálová síla ve šroubu

Axiální síla $F_{a(1)} = F_{p(1)}$ musí být zachycena třecí silou $F_{T(1)}$, která je vyvozena normálovou silou ve šroubu $F_{O(1)}$.



Obr. 6.2 Znázornění sil působících na šroub pro připevnění řídicího bloku k horní části objímky (převzato z lit. [7])

$$F_{p(1)} \leq F_{T(1)}$$

$$k_p \cdot F_{p(1)} = F_{O(1)} \cdot f \quad (6.4)$$

$$F_{O(1)} = \frac{k_p \cdot F_{p(1)}}{f} = \frac{1,3 \cdot 5\,517}{0,16} = 44\,827\,N$$

Kde k_p je bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí ($k_p = 1,3$). Je zvolen šroub: 4 x ŠROUB M20 x 285 - ČSN 02 1369 - 4.6 ($d_{2(1)} = 19,35\text{mm}$, $d_{3(1)} = 18,773\text{mm}$, $Ph_{(1)} = 2,5\text{mm}$, pevnost 4.6 $Re_{(1)} = 240\text{MPa}$).

Redukovaný třecí úhel

Součinitel tření na závitu je zvolen stejný jako součinitel tření pro styk tělesa s podložkou $f_z = f = 0,16$.

$$\phi'_{(1)} = \arctg f'_z = \arctg 1,15 \cdot f_z = \arctg 1,15 \cdot 0,16 = 10,425^\circ \quad (6.5)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi_{(1)} = \arctg\left(\frac{Ph_{(1)}}{\pi \cdot d_{2(1)}}\right) = \arctg\left(\frac{2,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 19,35 \cdot 10^{-3}}\right) = 2,354^\circ \quad (6.6)$$

Síla na závitu

$$F_{z(1)} = F_{0(1)} \cdot \operatorname{tg}(\psi_{(1)} + \varphi_{(1)}) = 44\,827 \cdot \operatorname{tg}(2,354 + 10,425) = 10\,167 \, N \quad (6.7)$$

Namáhání na tah

$$\sigma_{t(1)} = \frac{F_{0(1)}}{4 \cdot S_{A(1)}} = \frac{F_{0(1)}}{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{3(1)}}{2}\right)^2} = \frac{44\,827}{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{18,773 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2} = 40,487 \cdot 10^6 \, Pa$$
$$= 40,487 \, MPa$$

Namáhání na krut od utažení

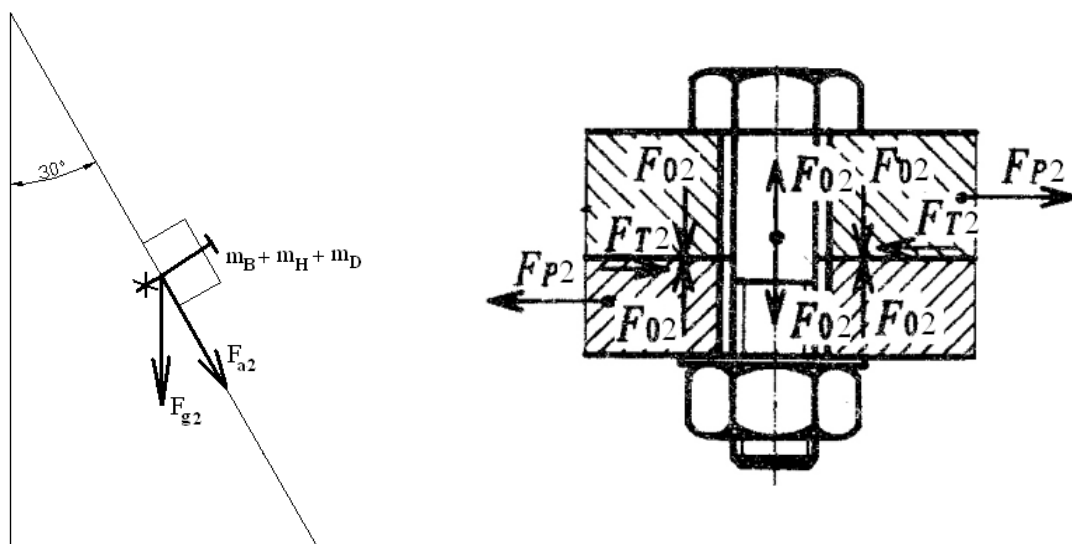
$$\tau_{(1)} = \frac{M_{k(1)}}{4 \cdot W_{k(1)}} = \frac{F_{z(1)} \cdot \frac{d_{2(1)}}{2}}{4 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot d_{3(1)}^3} = \frac{10\,167 \cdot \frac{19,35 \cdot 10^{-3}}{2}}{4 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot (18,773 \cdot 10^{-3})^3} = 18,928 \cdot 10^6 \, Pa$$
$$= 18,928 \, MPa$$

Součinitel bezpečnosti podle Guesta

$$k_{s(1)} = \frac{Re_{(1)}}{\sigma_{red(1)}} = \frac{Re_{(1)}}{\sqrt{\sigma_{t(1)}^2 + 4 \cdot \tau_{(1)}^2}} \quad (6.10)$$
$$= \frac{240 \cdot 10^6}{\sqrt{(40,487 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (18,928 \cdot 10^6)^2}} = 4,329 \geq 1,5$$

6.2 Návrh průměru šroubu pro sevření horní a spodní části objímky

Dle obr. 6.1 je zřejmé, že šroub pro sevření horní a spodní části objímky musí zachytit síly od hmotnosti řídicího bloku včetně sil od hmotnosti objímky. Hmotnost řídicího bloku $m_B = 487,1 \, \text{kg}$. Hmotnost horní části objímky $m_H = 172,5 \, \text{kg}$, hmotnost dolní části objímky $m_D = 101,1 \, \text{kg}$. Hydromotor s řídicím blokem je nakloněn o úhel 30° (odečteno z výkresové dokumentace dle lit. [9]). Pro výpočet je uvažován nejhorší možný stav, kdy se uvažuje mazaný spoj (součinitel tření pro styk kovů ocel-ocel $f = 0,04$). Při výpočtu se vychází z obr. 6.4.



Obr. 6.3 Znázornění sil působících na šroub pro sevření horní a spodní části objímky (převzato z lit. [7])

Zatěžující síla od tíhy břemene

$$F_{g(2)} = (m_B + m_H + m_D) \cdot g = (487,1 + 172,5 + 101,1) \cdot 9,81 = 7\,463\,N \quad (6.11)$$

Na tah zatěhuje šroub zatěžující síla od tíhy břemene přenesená do axiálního směru.

Zatěžující síla přenesená do axiálního směru

$$F_{a(2)} = \frac{F_{g(2)}}{\cos 30} = \frac{7\,463}{\cos 30} = 8\,618\,N \quad (6.12)$$

$$F_{a(2)} = F_{P(2)} = 8\,618\,N \quad (6.13)$$

Normálová síla ve šroubu

Axiální síla $F_{a(2)} = F_{P(2)}$ musí být zachycena třecí silou $F_{T(2)}$, která je vyvozena normálovou silou ve šroubu $F_{O(2)}$.

$$F_{P(2)} \leq F_{T(2)}$$

$$k_p \cdot F_{P(2)} = F_{O(2)} \cdot f \quad (6.14)$$

$$F_{O(2)} = \frac{k_p \cdot F_{P(2)}}{f} = \frac{1,3 \cdot 8\,618}{0,16} = 70\,021\,N$$

Kde k_p je bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí ($k_p = 1,3$).

Je zvolen šroub: 4 x ŠROUB M24 x 280 - ČSN 02 1369 – 4.6 ($d_{2(2)} = 22,051\,mm$, $d_{3(2)} = 20,319\,mm$, $Ph_{(2)} = 3\,mm$, pevnost 4.6 $Re_{(2)} = 240\,MPa$).

Redukovaný třecí úhel

Součinitel tření na závitu je zvolen stejný jako součinitel tření pro styk tělesa s podložkou $f_z = f = 0,16$.

$$\phi'_{(1)} = \phi'_{(2)} = 10,425^\circ \quad (6.15)$$

Úhel stoupání závitu

$$\psi_{(2)} = \arctg\left(\frac{Ph_{(2)}}{\pi \cdot d_{2(2)}}\right) = \arctg\left(\frac{3 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 22,051 \cdot 10^{-3}}\right) = 2,479^\circ \quad (6.16)$$

Síla na závitu

$$F_{z(2)} = F_{0(2)} \cdot \lg(\psi_{(2)} + \varphi_{(2)}) = 70\,021 \cdot \lg(2,479 + 10,425) = 16\,042 \text{ N} \quad (6.17)$$

Namáhání na tah

$$\sigma_{t(2)} = \frac{F_{O(2)}}{S_{A(2)}} = \frac{F_{O(2)}}{4\pi \cdot \left(\frac{d_{3(2)}}{2}\right)^2} = \frac{70\,021}{4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{20,319 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2} = 53,985 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.18)$$

$$= 53,985 \text{ MPa}$$

Namáhání na krut od utažení

$$\tau_{(2)} = \frac{M_{k(2)}}{W_{k(2)}} = \frac{F_{z(2)} \cdot \frac{d_{2(2)}}{2}}{4 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot d_{3(2)}^3} = \frac{16\,042 \cdot \frac{22,051 \cdot 10^{-3}}{2}}{4 \cdot \frac{\pi}{16} \cdot (20,319 \cdot 10^{-3})^3} = 26,844 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (6.19)$$

$$= 26,844 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti podle Guesta

$$k_{s(2)} = \frac{Re_{(2)}}{\sigma_{red(2)}} = \frac{Re_{(2)}}{\sqrt{\sigma_{t(2)}^2 + 4 \cdot \tau_{(2)}^2}} \quad (6.20)$$
$$= \frac{240 \cdot 10^6}{\sqrt{(53,985 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (26,884 \cdot 10^6)^2}} = 3,149 \geq 1,5$$

Všechny šrouby, které byly zvoleny, vyhovují dle Guestovy hypotézy.

Závěr

Úkolem diplomové práce bylo navrhnout elektrohydraulický lineární pohon vakuovacího zařízení.

V teoretické části se diplomová práce zabývá současným stavem řešené problematiky. Byl proveden rozbor principu funkce řešeného vakuovacího zařízení. Následně je proveden popis funkce, ze kterého plyne, že zařízení pracuje ve dvou režimech. Na základě uvážení výhod a nevýhod objemového a ventilového řízení a požadovaných parametrů zařízení bylo zvoleno řízení pomocí servotechniky. Pro řízení byly zvoleny proporcionální rozváděče s integrovanou elektronikou.

V praktické části se diplomová práce zabývá výpočtem statických a dynamických výpočtů, návrhem přímočarého hydromotoru, proporcionálních rozváděčů a ostatních prvků obvodu. Pro navržený hydraulický obvod je navrženo základní blokové schéma řízení a je sestaven matematický model pro přesné řízení polohy. V poslední části diplomové práce je proveden návrh konstrukčního řešení přímočarého hydromotoru s řídicím blokem situovaným na tělese hydromotoru.

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. a také konzultantovi panu Dipl. Ing. Otakaru Ožanovi a kolektivu firmy Ochi inženýring za ochotu při odborných konzultacích.

Seznam použité literatury

- [1] Kopáček, J.; Pavlok, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava: VŠB-Ostrava, 2009, dotisk 2. vydání. 151 s. ISBN 978-80-248-0856-7.
- [2] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy, Díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech, Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-Ostrava, 2009, dotisk 2. vydání. 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
- [3] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy díl 2. Řídící prvky hydrostatických systémů, Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-Ostrava, 2008, 1. vydání. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [4] KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace*. Brno: Bosch Rexroth, spol. s.r.o., 2001. 149s.
- [5] Gotz, W. *Hydraulics. Theory and applications*. Ditzingen: Omegon, 1998. 291s. ISBN 3-9805-925-3-7.
- [6] Scholz, D. *Proportional-hydraulik. Grundstufe*. Berlin: Springer, 1997. 119s. ISBN 3-540-62088-5.
- [7] Kaláb, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-Ostrava, 2010, dotisk 1. Vydání. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [8] Mlíka, M. Speciální úlohy – řízení hydraulických a elektrických os . *Automa*, 2007, roč. 10, č.8-9, str. 51 a 52. ISSN 1210-9592.

Firemní literatura

- [9] Staněk, K. a kol. *RH vakuování – Hydraulické pohony*. Ostrava: Ochi inženýring 2007
- [10] Inovace technologických zařízení hutí a oceláren [DVD-ROM]. Ostrava: Ochi inženýring 2009

Internetové prameny

- [11] Google, dostupné z <http://www.vacmetal.com/>
- [12] Bosch Rexroth, dostupné z <http://www.boschrexroth.cz/>

7. PŘÍLOHY

Příloha A

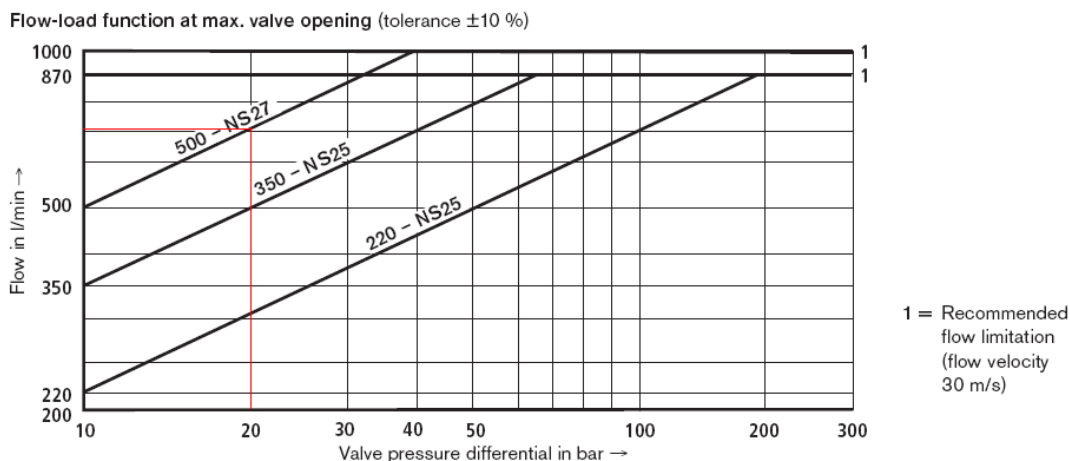


Obr. 7.1 Fotografie vakuovacího zařízení

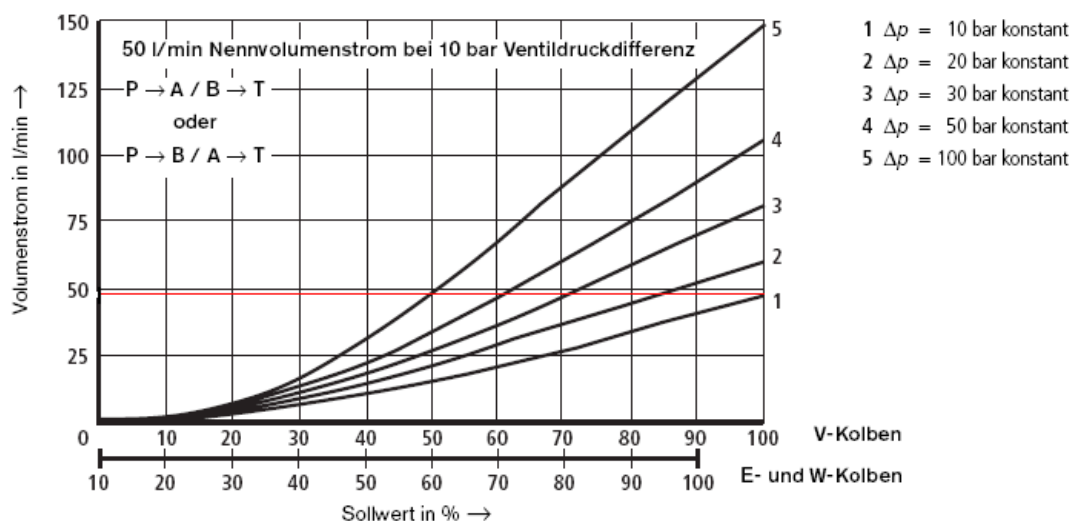


Obr. 7.2 Fotografie hydromotoru uchyceného na radiální čep

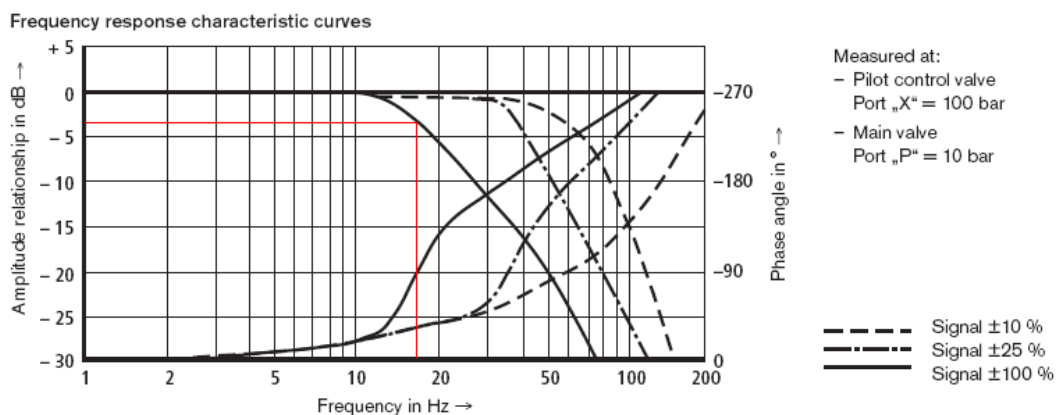
Příloha B



Obr. 7.3 Charakteristika závislosti tlakového spádu na maximálním průtoku – 4WRTE (převzato z lit. [12])



Obr. 7.4 Charakteristika závislosti procenta zdvihu šoupátka na maximálním průtoku 4WREE (převzato z lit. [12])



Obr. 7.5 Závislost amplitudy na frekvenci pro rozváděč typu 4WRTE světlosti 25 a 27 mm (převzato z lit. [12])

Seznam příloh

Výkres sestavy 1-VD-01

Výkres hydraulického obvodu 1-HO-01

Specifikace prvků hydraulického obvodu 1-HO-01-S

Příloha C – schéma matematického modelu řešeného zařízení